

GTER



2024 Vol.37 No.4 第37卷 第4期

AECC MAGAZINE

ISSN 1672-2620

CN 51-1453 / V

燃气涡轮

试验与研究

Gas Turbine Experiment and Research

压气机专刊

中国航发四川燃气涡轮研究院

燃气涡轮试验与研究

RANQIWOLUN

SHIYAN YU YANJIU

(1988年2月创刊, 双月刊)

2024年8月

第37卷第4期

(总第171期)

编辑委员会

主任: 向巧

副主任: 王永明 黄维娜

顾问: 刘大响 尹泽勇 焦天佑
江和甫

委员: (以拼音排序)

曹磊 陈建民 程荣辉 崔健

丁水汀 伏宇 顾杨 古远兴

郭琦 郭昕 郭德伦 韩冬

何爱杰 侯敏杰 黄劲东 黄明镜

黄顺洲 黄文周 江义军 康涌

兰发祥 李概奇 李贵林 李继保

李建榕 李晓明 李永康 李中祥

梁春华 刘廷毅 刘志敏 刘志友

卿华 桑建华 石小江 宋迎东

苏廷铭 孙志岩 唐世建 田金虎

万世华 王惠儒 王占学 卫刚

向传国 徐国 徐华胜 尹红顺

曾军 张健 张宏乐 赵光敏

赵希宏 赵行明 钟燕 钟华贵

钟世林 仲永兴 周拜豪 周人治

周禹彬

主编: 刘志友

副主编: 郭琦 刘峻峰

编辑: 沈虹 李强

何博 伏昕

主办单位: 中国航发四川燃气涡轮
研究院

电话: (028)83017527

E-mail: rqwlsy@163.com

登记机关: 四川省新闻出版局

目次

轴流压气机串列叶栅前后叶型位置匹配特性研究……	
……茅晓晨, 程昊, 罗哲, 王何建, 刘波	(1)
进气温度畸变对多级跨声速压气机气动性能影响的 试验研究……	吴亚东, 朱自环, 明乐乐 (11)
基于航空发动机吞砂能力提升的中介机匣优化设计 与研究……	张学宝, 王全奇, 周成华, 张军 (18)
机动载荷作用下航空发动机机匣结构对叶尖间隙的 影响分析……	……贾思维, 姚利盼, 裴会平, 赵胜丰, 唐晓峰 (23)
进气加温条件下考虑变比热影响的压气机性能计算 方法……	高杰, 冯飞, 赵汝彬, 王彪, 吴森林 (32)
压气机性能录取中状态稳定的判别方法……	……吴森林, 韩壮壮, 高杰, 张晓良 (41)
双扭线流量管测量方法数值研究……	……高杰, 冯飞, 王磊, 魏崇, 赵正 (49)
压气机试验用典型结构探针吹风试验研究……	……刘晓晨, 高杰, 万浩涵, 赵俭, 王磊 (57)
封三	……征稿启事

Gas Turbine Experiment and Research(Bimonthly)

- Matching characteristics of the front and rear profile positions in an axial flow compressor tandem cascade
..... MAO Xiaochen, CHENG Hao, LUO Zhe, WANG Hejian, LIU Bo (1)
- Experimental investigation on the influence of intake temperature distortion on the aerodynamic
performance of multi-stage transonic compressor..... WU Yadong, ZHU Zihuan, MING Lele (11)
- Optimization of intermediate case based on sand ingestion capability improvement of the aero-engine
..... ZHANG Xuebao, WANG Quanqi, ZHOU Chenghua, ZHANG Jun (18)
- Influence of aero-engine casing structure on tip clearance under maneuvering load.....
.....JIA Siwei, YAO Lipan, PEI Huiping, ZHAO Shengfeng, TANG Xiaofeng (23)
- Compressor performance calculation method considering the influence of variable specific heat under
inlet heating condition..... GAO Jie, FENG Fei, ZHAO Rubin, WANG Biao, WU Senlin (32)
- A method for judging state stability in compressor performance evaluation
..... WU Senlin, HAN Zhuangzhuang, GAO Jie, ZHANG Xiaoliang (41)
- Numerical study on the twisted-pair flow tube measurement method
.....GAO Jie, FENG Fei, WANG Lei, WEI Chong, ZHAO Zheng (49)
- Blowing tests on typical structures of probes used in compressor tests
.....LIU Xiaochen, GAO Jie, WAN Haohan, ZHAO Jian, WANG Lei (57)

轴流压气机串列叶栅前后叶型位置 匹配特性研究

茅晓晨^{1*}, 程昊², 罗哲¹, 王何建¹, 刘波¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129; 2. 西安热工研究院有限公司, 西安 710054)

摘要: 采用数值和试验相结合的方法研究了高负荷轴流压气机串列叶栅前后叶型位置的匹配特性, 详细分析了周向节距比和轴向重叠度 2 个参数对叶栅性能的影响规律和机理。结果表明, 串列叶栅性能受周向节距比的影响较轴向重叠度更为显著, 且在周向节距比的最优设计空间内, 串列叶栅性能不再随 2 个参数的改变发生显著变化。周向节距比增大使缝隙流动收敛度和缝隙射流加速比增大, 改变了前叶尾缘压力面和后叶前缘吸力面附近的流动特性, 使前叶尾缘负荷增加, 后叶前缘负荷和攻角降低, 进而减弱了后叶吸力面分离。当周向节距比增大到缝隙流动闭合边界附近时, 缝隙射流动量的显著降低导致分离损失显著增大。最后, 采用叶栅风洞吹风试验, 验证了数值计算得到的部分典型周向节距比和轴向重叠度匹配方案研究结果的可靠性。

关键词: 轴流压气机; 串列叶片; 轴向重叠度; 周向节距比例; 风洞试验; 航空发动机

中图分类号: V231.3 文献标识码: A 文章编号: 1672-2620(2024)04-0001-10

DOI: 10.3724/j.GTER.20240034

Matching characteristics of the front and rear profile positions in an axial flow compressor tandem cascade

MAO Xiaochen^{1*}, CHENG Hao², LUO Zhe¹, WANG Hejian¹, LIU Bo¹

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China; 2. Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd., Xi'an 710054, China)

Abstract: The matching characteristics of the front and rear profile positions of a highly loaded tandem cascade of axial flow compressors were studied with a combination of numerical and experimental methods. The effects of the percent pitch and axial overlap on the cascade performance and the relevant mechanisms were analyzed in detail. The results show that the influence of percent pitch on the cascade performance is more significant than that of axial overlap, and the sensitivity of cascade performance to the percent pitch and axial overlap is extremely low within the optimal design space of percent pitch. The increasing of percent pitch improves the convergence of the slotted passage and the acceleration ratio of the slot jet and changes the flow characteristics near the front blade pressure surface near the trailing edge and the rear blade suction surface near the trailing edge, which increases the load at the trailing edge of the front blade and decreases the load and incidence angle at the leading edge of the rear blade, thereby weakening the suction surface separation of the rear blade. When the percent pitch is increased to the condition of slot passage closure, the significant decrease in the momentum of the slot jet leads to a sharp increase of the separation loss. Finally, the reliability of some numerical simulation results is verified by the cascade wind tunnel experiment.

Key words: axial flow compressor; tandem cascade; axial overlap; percent pitch; wind tunnel experiment; aero-engine

收稿日期: 2024-06-29

基金项目: 国家自然科学基金(92152301); 航空科学基金(2022Z060053001); 气动院流动显示与测量重点实验室基金(D5110220177)

作者简介: 茅晓晨(1989-), 男, 河南商丘人, 副教授、博士生导师, 博士, 主要从事叶轮机械气动热力学研究。E-mail: maoxiao_chen@nwpu.edu.cn

1 引言

附面层分离是限制压气机级压比、效率和稳定裕度提升的一个主要障碍。作为一种被动流动控制方法,当几何参数配置合理时,串列叶片能够在不引入较高总压损失情况下承受更大的载荷并有效地控制流动分离。因此,相较于常规单列叶片,串列叶片能更好地满足大气流转折角、低分离损失及宽稳定裕度等高性能压气机的设计需求,有望成为未来高性能、高负荷压气机研制的一项关键技术^[1-2]。

目前,串列叶片技术已在国内外航空发动机中得到实际应用,主要集中在轴流压气机或风扇末级静子叶片排^[3-4]。然而,由于对串列叶片复杂流动机理认识的不足以及基于串列叶片技术的压气机设计体系的不完备,串列叶片没能在现代轴流压气机中得到广泛应用。

串列叶栅利用其前后排叶片之间的耦合作用,在所形成的槽道(文中记为缝隙流道)附近改变前后叶的负荷分布及流动特性,从而影响其整体气动性能。为了更好地指导高性能串列压气机的气动设计,越来越多的学者开始把研究重点投入到串列叶型设计准则、流动特性以及关键串列几何参数(前后叶相对位置、弯度和弦长的分配等)的影响规律与作用机理等方向^[5-6]。

已有研究显示,在串列叶栅前后排叶型几何确定的前提下,前后叶型位置匹配的合理与否直接决定着串列叶栅性能的优劣^[7-8]。前后叶型的位置匹配方案主要由2个相对位置参数决定,即后叶(Rear blade, RB)相对于前叶(Front blade, FB)的周向与轴向位置,通常分别记为周向节距比和轴向重叠度。实际中,轴向重叠度和周向节距比是一对必须配套选择的参数,其对叶栅性能的影响并不相互独立。

前叶尾缘压力面和后叶前缘吸力面共同形成缝隙流道是串列叶片的一个最主要的特征。设计中通常要求该缝隙流道具有适当的收敛度,使气流能在缝隙流道中加速,减小后叶吸力面上的附面层厚度,进而达到降低后叶流动损失与增大串列叶片工作范围的目的,同时也对前叶尾缘分离有一定的抑制效果。在前后叶型确定的前提下,串列叶栅前后叶片缝隙流道结构的形状由轴向重叠度和周向节距比共同决定,2个参数取值过大或过小均会改变缝隙流道形状,从而影响串列叶栅的气动性能^[9]。

国内外学者在串列叶栅轴向重叠度和周向节距比2个参数的影响规律及机理方面已开展了大量研究,达成了一定共识。大多数文献研究显示,轴向重叠度为0或者取很小值时可使串列叶栅获得较优的气动性能,在周向节距比取值范围为0.7~0.9时串列叶栅的性能更佳^[10-28]。研究还表明,受轴向重叠度、周向节距比和缝隙流道形状的影响,串列叶栅的气动特性较孤立叶片的优势主要体现在2个方面:一是前后叶型之间的干涉效应对前后叶型载荷的影响,二是缝隙流道的射流效应对后叶吸力面附面层流动特性的影响^[29-31],以上2个方面的共同作用决定了串列叶栅的性能。

综上所述,研究人员已对串列叶栅轴向重叠度和周向节距比的影响规律及作用机理有了较为深入的认识,但目前研究仍存在的问题包括:①研究工况较少、参数选取范围较小或采用优化设计进行研究等,缺乏轴向重叠度和周向节距比2个参数匹配特性的规律性系统研究;②针对最优缝隙流道收敛度选取范围的研究结论相差较大^[28];③研究多采用数值计算方法,缺乏试验验证等。针对上述问题,本文将以前高负荷亚声速串列叶型为研究对象,首先采用数值方法开展轴向重叠度和周向节距比2个参数匹配特性的系统研究,揭示其对串列叶栅性能的影响规律和作用机理,然后探索其对缝隙流道收敛度的影响规律及叶栅性能的影响机理,最后选取典型的轴向重叠度和周向节距比匹配方案研究结果开展串列叶栅吹风试验验证。

2 串列叶栅几何参数

本研究中串列叶栅通过调整5个关键几何配置参数得到,如图1所示。图中,各参数定义为:轴向重叠度 $AO = \Delta X / C_F$,当前后叶型为轴向重叠状态时 $AO > 0$;周向节距比 $PP = h / t$;弦长比 $CR = C_R / C_F$,为后排叶片弦长与前排叶片弦长之比;弯角比 $TR = \theta_R / \theta_F$,为后排叶片弯角与前排叶片弯角之比;缝隙流道扩张角 K_{b-b} 为从后叶前缘点作前叶弦线的垂线,与前叶中弧线得到的交点处的几何角与后叶进口几何角之差。 K_{b-b} 偏离 0° 不太多时,通常用来衡量后叶吸力面中心流的近似攻角,在 AO 较小时其近似等于后叶进口几何角与前叶出口几何角的差值, $K_{b-b} < 0$ 时缝隙流道呈收敛形式。另一个对串列

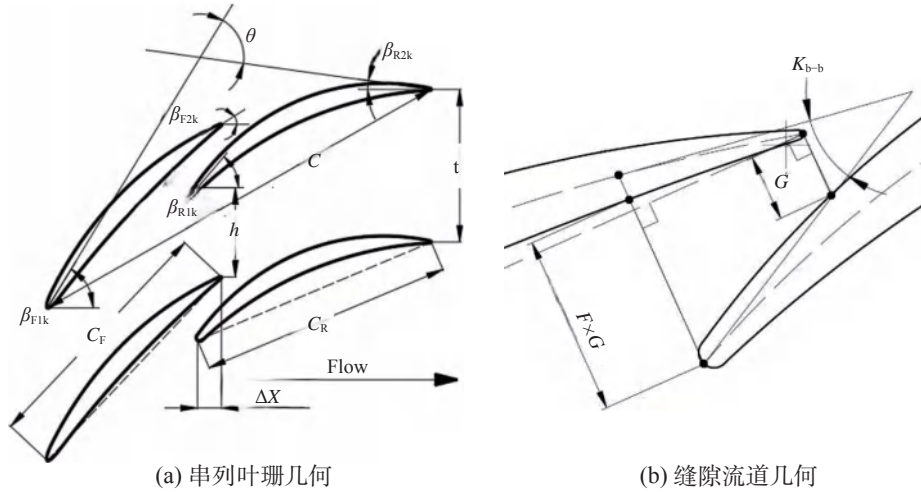


图1 串联叶栅几何参数示意图
Fig.1 Schematic diagram for the geometric parameters of a tandem cascade

叶栅性能具有重要影响的关键几何参数是缝隙流道收敛度 F ,定义为缝隙流动进口宽度($F \times G$)与出口宽度(G)的比值,其近似等于气流通过缝隙流道后的加速比。

3 研究对象和数值方法

3.1 研究对象

研究对象为某高负荷亚声速轴流压气机串联叶栅(文中均指二维叶栅),该叶栅基于团队自主发展的串联叶型设计方法^[32]对某常规大弯角单列叶栅进行改型设计得到。串联叶栅与单列叶栅的总体几何与气动设计参数均保持相同,如表1所示。参考已有研究结论^[9,28],为使串联叶栅获得更好的气动性能,所研究的串联叶栅均固定弦长比和弯度比($CR=1.0, TR=2.0$),且保持前后叶型不变,通过改变后叶相对于前叶的轴向和周向位置获得不同的 AO 和 PP 匹配方案。为方便后续试验验证,采用平移后叶的方法得到不同 AO 和 PP 组合方案,其中基准串联叶栅($AO=0, PP=0.90$)的 $K_{b-b}=6^\circ$ 。图2给出了基准串联叶片与原始单列叶片的叶型几何对比。

表1 串联叶栅的设计参数

Table 1 Design parameters of the tandem cascade

参数	数值
几何进口角/ $^\circ$	55
几何出口角/ $^\circ$	-8
弦长/mm	65
叶栅稠度 σ	2
设计扩散因子	0.68
进口马赫数 Ma_1	0.5

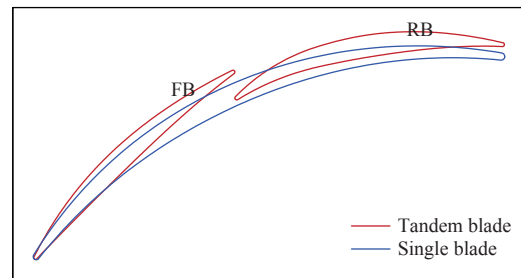


图2 基准串联叶片和原型单列叶片对比
Fig.2 Comparison between the baseline tandem blade and the original single blade

3.2 数值方法

采用FINE/Turbo软件通过求解定常雷诺平均Navier-Stokes方程对叶栅通道流场进行数值模拟,湍流模型采用Spalart-Allmaras一方程模型^[33]。空间离散采用Jameson有限体积中心差分格式,时间离散采用4阶Runge-Kutta法,同时结合多重网格技术及隐式残差光滑方法加速计算收敛。进口截面给定总温、总压和气流角,出口给定平均静压条件,固壁边界均设置为绝热、无滑移条件,沿栅距方向的两侧网格边界定义为周期性边界,沿展向两侧网格边界设置为镜像边界条件。

3.3 网格设置

采用AutoGrid5软件自动生成结构化网格,计算域进口截面位于从前叶前缘向上游延伸1.0倍弦长处,出口位于后叶尾缘下游2.0倍弦长处。前后叶型对应的流道网格均采用O4H型网格拓扑结构,整体网格由前后叶网格通过非周期性匹配方法连接而成。由于将对大量配置参数下的串联叶栅性能进行

计算,网格数的选取需兼顾计算成本和结果准确性。

通过改变叶栅通道轴向和周向的网格节点数对基准串列叶栅进行网格无关性检验。所有网格均在近壁面处进行加密,将第一层网格尺度设置为 $1\ \mu\text{m}$,以满足所选湍流模型对 y^+ 小于1的要求。图3给出了设计进口马赫数下以叶栅总压损失系数 ω 变化为衡量标准的网格无关性检验结果。可以看出,当网格数量达到约4.3万时,3个典型攻角 i 下的总压损失系数不再发生明显变化,因此可认为此时基本满足网格无关性要求,能在保证计算精度前提下节省计算资源。综上,串列叶栅计算中的网格数选为4.3万左右(图中虚线框所示),网格沿轴向和周向的节点数分别为153与118;由于数值计算均为二维情况,因此展向网格节点数为2。最终的串列叶栅计算网格如图4所示。

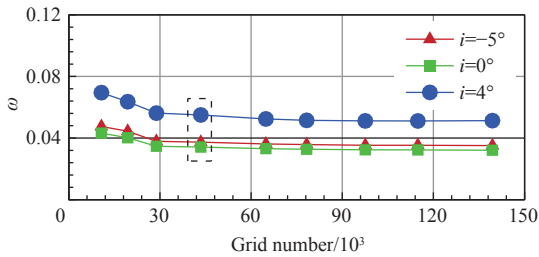


图3 串列叶栅网格无关性检验结果
Fig.3 Results of grid independence check for the tandem cascade

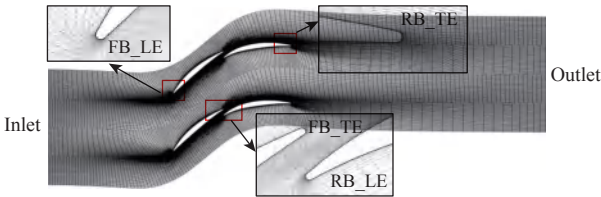
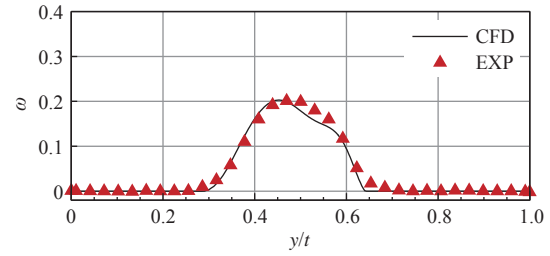


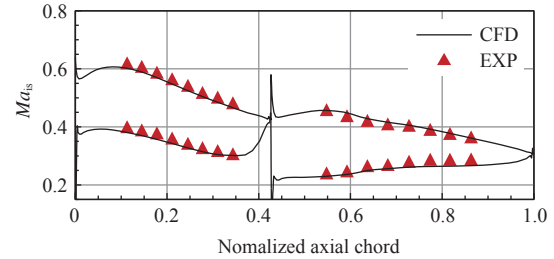
图4 串列叶栅的计算域网格及局部放大网格
Fig.4 Computational domain grid and zoomed grid for the tandem cascade

3.4 数值方法校验

为验证所用数值方法的可靠性,以基准串列叶栅($AO=0, PP=0.90$)为对象,将设计攻角($i=0^\circ$,下同)和设计马赫数下数值计算与试验得到的叶栅尾迹和表面等熵马赫数 Ma_{is} 分布进行对比,结果如图5所示。其中,图5(a)的横坐标代表1个栅距内的无量纲周向位置,试验值取自叶片尾缘下游约50%弦长位置的50%叶展截面。由图可知,数值模拟结果和试验值吻合较好,验证了所采用数值方法在预测串



(a) 测量截面尾迹分布



(b) 等熵马赫数分布

图5 基准串列叶栅尾迹和表面等熵马赫数分布的试验和数值计算结果对比($PP=0.90$)

Fig.5 Comparison of experimental and numerical results on the surface isentropic Mach number and wake for the baseline tandem cascade with $PP=0.90$

列叶栅性能和流场时具有较好的可靠性。

3.5 关键性能参数定义

评估流动损失的重要参数总压损失系数 ω 定义为:

$$\omega = (p_{t1} - p_t) / (p_{t1} - p_1) \quad (1)$$

式中: p_{t1} 、 p_t 分别为叶栅进口与出口截面(与试验中的测量截面位置相同)上的周向质量平均总压, p_1 为叶栅进口截面上的周向质量平均静压。

反映串列叶栅增压能力的参数静压比 π 定义为:

$$\pi = p / p_1 \quad (2)$$

式中: p 为叶栅出口截面上的周向质量平均静压。

衡量叶片表面气动负荷的参数等熵马赫数 Ma_{is} 定义为:

$$Ma_{is} = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{p_{t1}}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} \quad (3)$$

式中: k 为理想气体的比热比,值为1.4。

4 结果分析

对 AO 和 PP 2个参数的正交组合进行数值计算与分析,如表2所示。表中的组合配置存在若干前后叶几何相交的情况,计算时予以剔除。

表2 轴向重叠度和周向节距比的计算组合配置
Table 2 Combined schemes of AO and PP for calculations

AO (对应每个 PP)	PP (对应每个 AO)
$[-0.15, -0.10, -0.05, 0, 0.05, 0.10, 0.15]$	$[0.50, 0.60, 0.70, 0.80, 0.85, 0.90, 0.95]$

4.1 匹配参数对总体特性的影响

图6给出了3个 AO 下串列叶栅攻角特性随 PP 的变化情况。需要指出的是,由于在 $AO=0.05$ 、 $PP=0.95$ 时,前后叶几何出现相交的情况,因此图6(c)中无 $PP=0.95$ 的结果。可见,对于任何1个 AO ,随着 PP 增大,串列叶栅在全攻角范围的性能得到提升,改变 PP 对总压损失和静压比的影响规律在全攻角范围内基本一致。在3个 AO 情况下,高 PP 对应的串列叶栅性能更佳,当 PP 不低于0.70时,串列叶栅性能基本不再随 PP 发生显著改变。此外,通过下文的分析

可知, PP 超过0.95后性能开始下降。因此,对于本文的串列叶栅, $PP=0.70\sim 0.95$ 可作为 PP 的最优设计空间,这与已有研究中 PP 取值范围为0.70~0.90时串列叶栅性能更佳^[28]的结论基本一致。

为分析 AO 对串列叶栅总体性能的影响规律,图7给出了3个 PP (均位于 PP 最优设计空间)下 AO 对串列叶栅攻角特性的影响。受到前后叶几何交叉重叠的影响,图7(b)和图7(c)中 AO 的工况较图7(a)中更少。可见,在较优 PP 设计空间内,与 PP 相比, AO 对串列叶栅性能的影响程度较小,但 AO 过大或过小都会在一定程度上带来性能恶化,尤其是对于正攻角条件。如当 $PP=0.80$ 时, $AO=0.15$ 在全攻角范围内的性能都略差于其他 AO 方案, $AO=-0.15$ 在正攻角的性能要差于其他 AO 方案。 AO 取值在 $-0.05\sim 0.05$ 范围内时,串列叶栅性能几乎不受 AO 取值变化的影

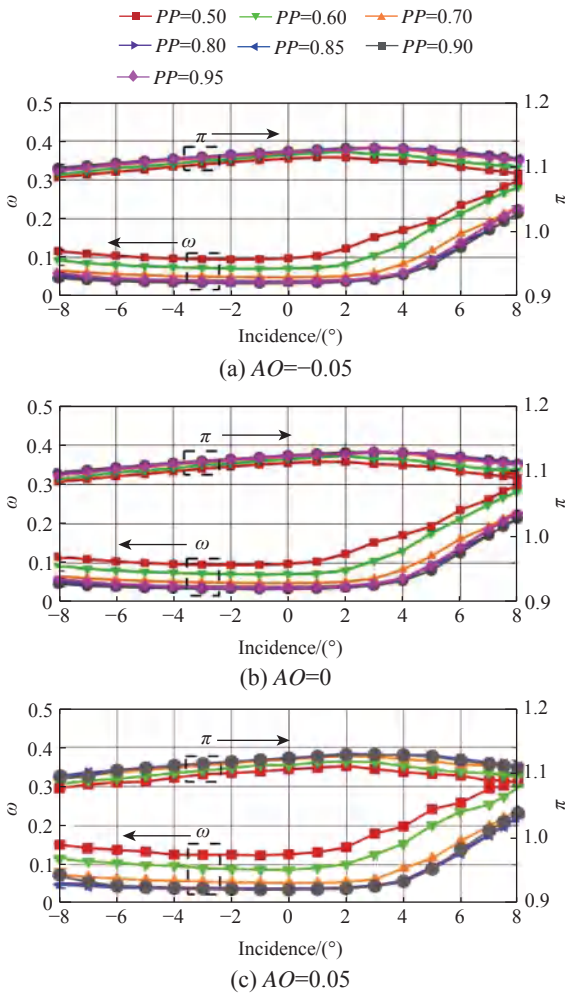


图6 不同轴向重叠度下周向节距比对串列叶栅攻角特性的影响

Fig. 6 Effect of PP on the incidence angle characteristics of the tandem cascade under different AO

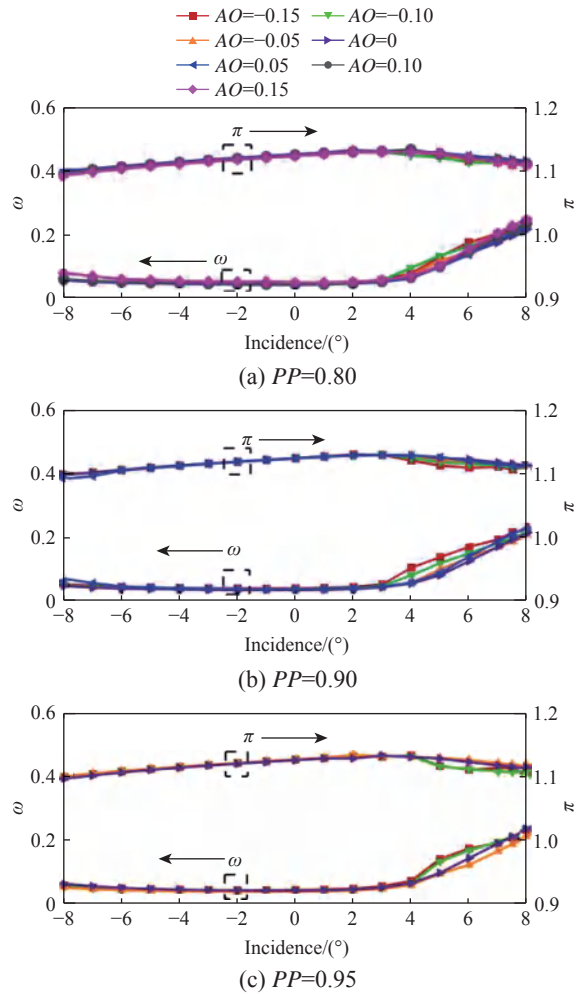


图7 不同周向节距比下轴向重叠度对串列叶栅攻角特性的影响

Fig. 7 Effect of AO on the incidence angle characteristics of the tandem cascade under different PP

响。这与已有研究中 AO 为0或取很小值时可使串列叶栅获得较优的气动性能的研究结论基本一致^[28]。

根据图6和图7可知, AO 对串列叶栅性能的影响程度相对于 PP 的较小,串列叶栅的整体性能随 PP 的变化会发生显著改变,而当 PP 取值落入其最优设计空间后,串列叶栅性能不再随 PP 变化发生明显改变。针对最优设计空间内的 PP 值, AO 对串列叶栅性能的影响较弱, $AO=0$ 与最优设计空间内的 PP 进行参数匹配时,基本可以保证串列叶栅在全攻角范围内接近于最佳性能。因此,在串列叶栅初始设计时,可以在选取 $AO=0$ 基础上匹配最佳 PP 值,快速得到性能较优的串列叶栅。掌握 PP 参数变化对串列叶栅性能的影响机理是开展最佳 PP 值选取的关键,因此后文将主要以 $AO=0$ 为基准,研究 PP 参数的影响机制,并采用叶栅吹风试验进行验证。

4.2 匹配参数的影响机理

图8给出了设计攻角下 $AO=0$ 时, PP 从0.50增大到0.80串列叶栅流场马赫数分布对比。可以看出, PP 增加对前叶吸力面流动的影响较弱,而使后叶吸力面分离范围显著减小,且后叶前缘吸力面的马赫数峰值降低,高马赫数区范围明显缩小,这表明 PP 增大使后叶的实际攻角减小。根据串列叶栅的特点可知,上述变化主要得益于串列叶栅收敛型缝隙流道对后叶吸力面流动的改善作用随着 PP 增加而增强。

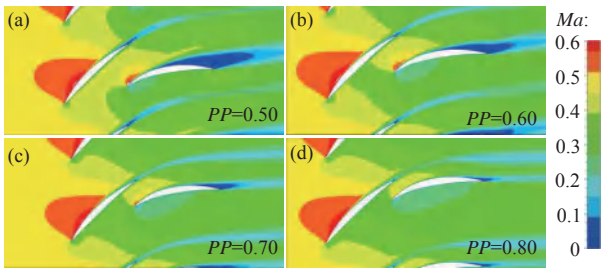


图8 不同周向节距比下串列叶栅的马赫数云图($AO=0$)
Fig.8 Mach number contours of tandem cascades under different PP with $AO=0$

由于 AO 和 PP 的变化直接决定了串列叶栅缝隙流道的气动特性及其对串列叶栅总体性能的影响,因此通过分析缝隙流道相关参数随 AO 和 PP 的变化将有助于阐明2个匹配参数的影响机理。图9给出了设计攻角下 $AO=0$ 和 $AO=0.05$ 时缝隙流道扩张角(后叶近似攻角)、缝隙流道收敛度以及总压损失随 PP 的变化规律,图中竖直点画线为 $AO=0.05$ 时的闭合

边界(前后叶几何相交情况)。可见,在缝隙流道远离闭合情况时,随着 PP 增大,总压损失逐渐降低,同时 K_{b-b} 呈线性减小, F 逐渐增大。根据定义可知, AO 较小时 K_{b-b} 近似等于缝隙流道中心射流相对后叶吸力面的局部攻角,而 F 近似等于气流通过缝隙流道后的加速比。因此,随着 PP 增大, K_{b-b} 的降低意味着后叶的实际攻角减小, F 升高对应着缝隙射流加速比增大,也意味着后叶吸力面附面层可以得到更有效的控制,二者共同作用使后叶吸力面的流动明显改善,串列叶栅性能显著升高。

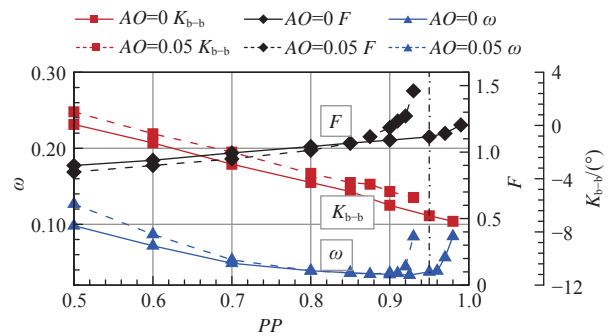


图9 缝隙流道扩张角、收敛度以及总压损失随周向节距比的变化规律

Fig.9 The change of the gap expansion angle, convergence, and total pressure loss with PP

当 PP 进一步增大至缝隙流道接近闭合时,虽然 K_{b-b} 继续减小, F 继续增大,但由于缝隙流道的进口面积越来越小,导致通过缝隙流道的气流量过小,不能为后叶吸力面的附面层注入足够大的动量,因此后叶吸力面附面层分离加剧,致使串列叶栅总压损失开始显著增大。

图10给出了串列叶栅缝隙流道接近闭合($PP=0.95$ 和 $PP=0.98$)时的叶栅马赫数云图(放大图中的马赫数范围调整为0~0.45)。可以看出, PP 过大时,缝隙流道吸入前叶压力面侧低能流体的比例增加,这将导致缝隙射流的动量降低,无法有效控制后叶吸力面的附面层分离。此外,结合图8和图9还可以发现,当 F 不低于1.0时(此时 PP 约等于0.80)后叶吸力面的附面层分离才可以得到更有效的控制,分离范围显著减小,且此 F 应该小于叶栅损失显著增加时匹配参数对应的 F ;对于本文的串列叶栅,设计攻角下 $AO=0$ 时 F 应该小于1.1,其范围1.0~1.1与文献[1]中的研究结论基本一致($1.0 < F < 1.2$),但与文献[18]中建议的收敛度范围2.1~2.3有较大差异。

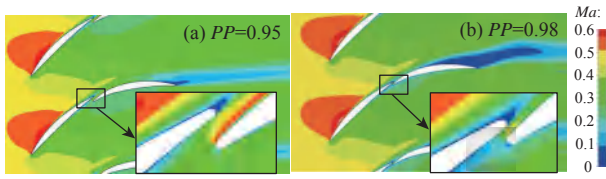


图10 串列叶栅缝隙流动接近闭合时的叶栅马赫数云图($AO=0$)

Fig.10 Mach number contours of tandem cascades with $AO=0$ when the gap approaches closure

原因可能是由于文献[18]中所研究对象采用的是NACA65叶型,与本文不同,同时进口马赫数为0.2,属于不可压流动。

由图10还可看出, $PP=0.98$ 时后叶吸力面流动分离显著增加,而前叶没有明显差别,这也是图9中串列叶栅在 $PP=0.98$ 时总压损失显著增加的直接原因。此外,2种 PP 配置下前叶压力面近尾缘附近均有一定范围的低速区,且 $PP=0.98$ 时的范围更大,这也导致 $PP=0.98$ 时串列叶栅缝隙流道的流体来自前叶压力面侧低速附面层的比重更大。虽然此时缝隙射流加速程度更大(图9),但同时 $PP=0.98$ 时缝隙流道进口面积也更小,导致通过的气体流量和整体动量显著减小,缝隙流道出口马赫数显著降低,因此对后叶吸力面分离的抑制作用变弱。通过上述分析可知, $PP=0.98$ 时前叶压力面侧附面层更厚和范围更大主要是受两方面影响:一是 $PP=0.98$ 时后叶前缘气流滞止和势流效应(如图中黑色椭圆标注所示)在前叶压力面近尾缘处产生了更强的逆压梯度,导致附面层增厚;二是受 $PP=0.98$ 时下游缝隙流道面积更小和堵塞效应更大的影响,前叶压力面气流的滞止减速效应增强,低速区范围增大。

图11给出了设计攻角下 $AO=0$ 时 PP 对串列叶栅表面等熵马赫数分布的影响。对于前叶, PP 的增大对前叶吸力面等熵马赫数的影响较小,而使前叶压力面尤其是后半段的等熵马赫数显著减小。这是由于随着后叶与前叶压力面的靠近,后叶前缘滞止压力的势流效应以及缝隙流道面积下降引起的堵塞效应均增强(与图10的分析相一致),导致前叶压力面静压上升,等熵马赫数下降。因此, PP 增大会增加前叶压力面的逆压梯度,且导致前叶负荷逐渐增加,尤其是在叶片后半段弦长范围。对于较大的 PP ,前叶尾缘压力面侧等熵马赫数会有急速上升的现象,这也反映了随着 F 的增加,缝隙流道对缝隙射流的

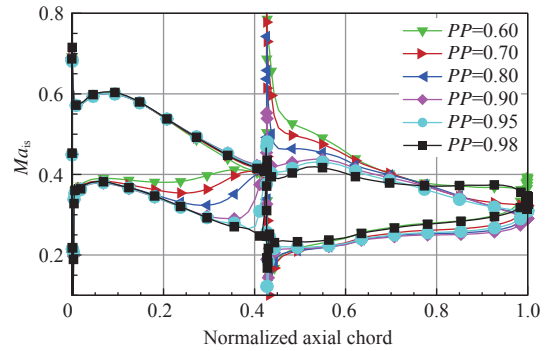


图11 不同周向节距比串列叶片表面等熵马赫数分布($AO=0$)

Fig.11 Isentropic Mach number distribution on tandem blade surfaces under different PP with $AO=0$

加速效应也在增强,这与图8中的 F 随 PP 增加而增大的结论相一致。

对于后叶,除 $PP=0.98$ 外, PP 增大对其压力面的流动影响较弱,而后叶前缘附近吸力面的局部加速效应随着 PP 增大而减弱,这与图9中后叶局部攻角随 K_{b-b} 逐渐减小而降低的结论相对应,因此后叶负荷逐渐降低。虽然随着 PP 的增大, F 增加,缝隙射流加速比增大,但后叶吸力面的马赫数峰值反而下降。这是因为 PP 增大时后叶前缘更靠近前叶压力面,缝隙流道吸入了更多的前叶压力面侧的低速附面层流体,导致缝隙流道的来流马赫数下降,尽管缝隙射流获得了更大的加速比,但其马赫数峰值仍然较低。在 $PP=0.98$ 时,缝隙流道接近闭合,此时串列叶栅的流动结构发生了明显变化,更接近于常规单列叶栅;尽管图9中显示 F 进一步增加,但由于缝隙流道射流的动量极低,无法有效控制后叶吸力面附面层的分离,串列叶栅增压能力下降,叶栅总压损失显著增大。

图12给出了3个典型攻角(-5° 、 0° 和 4°)下 $AO=0$ 和 $AO=0.05$ 时串列叶栅总压损失随 PP 的变化曲线,图中竖点画线为设计攻角下 $AO=0.05$ 时前后叶发生几何重叠的边界。可见,当 PP 从较小值开始增大时,后叶沿周向朝前叶靠拢,3个典型攻角下的损失均有先下降后上升的趋势。对于图中选取的常规 AO ,对应的最优 PP 大约在0.90附近。攻角的改变不影响总压损失随 PP 的变化规律以及低损失区对应的 PP 取值范围,即 PP 对串列叶栅性能的影响在全攻角范围内基本一致,这与上文从攻角特性线中得出的结论相同。对于3个典型攻角,在缝隙流道即将

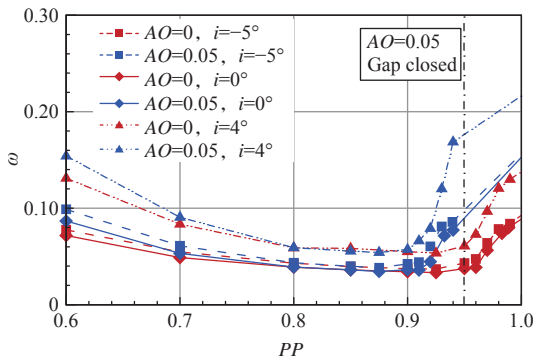


图12 不同周向重叠度和来流攻角下串联叶栅总压损失随周向节距比的变化趋势

Fig.12 Change of the total pressure loss of tandem cascades with PP under different AO and incidence angles

闭合时,总压损失均显著增大。

4.3 叶栅风洞试验验证

4.3.1 试验设置

对上述数值计算得到的部分典型匹配方案研究结果进行试验验证。试验在西北工业大学高亚声速平面叶栅风洞上完成,风洞最大风口尺寸为 $100\text{ mm}\times 300\text{ mm}$,进口马赫数范围为 $0.3\sim 0.9$ 。

试验串联叶栅的总体参数见表1,试验来流工况均为设计工况(攻角为 0° ,进口马赫数为 0.5), AO 保持恒定($AO=0$), $PP=0.70, 0.85, 0.90, 0.95$,因此 AO 和 PP 的组合共包含4种匹配方案。为节约试验成本,设计了周向匹配参数可调的串联叶栅试验件,通过调节后叶的周向位置可实现不同 AO 和 PP 的组合方案。图13给出了组装后的串联叶栅试验件和叶栅风洞试验段实物照片。

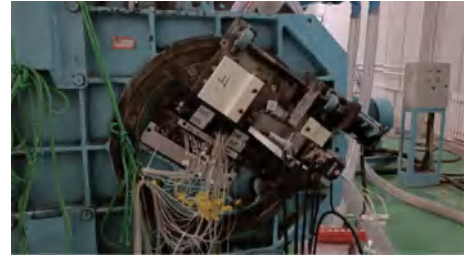
为确保试验结果的可靠性,试验中对叶栅进口流场品质进行侧壁抽吸调控,使进口马赫数沿栅距方向尽可能均匀分布。图14给出了 $AO=0$ 、 $PP=0.80$ 时串联叶栅试验的尾迹周期性检验结果,图中横坐标代表叶栅的无量纲周向相对位置。可以看出,叶栅出口尾迹的周期性基本符合要求。

4.3.2 试验结果分析

图15给出了3种 PP 下串联叶栅50%叶高截面的出口尾迹试验结果,及其对应的数值计算结果($PP=0.90$ 时的试验结果见图5),图中横坐标代表1个栅距内的无量纲周向位置。可见,随着 PP 增大,前叶尾迹损失略有降低,变化不明显,而后叶尾迹损失显著减小;当 PP 增大到 0.95 时,测量截面处前后叶尾迹已充分掺混融合在一起。总体来看,试验测量的尾



(a) 串联叶栅试验件



(b) 叶栅风洞试验段

图13 串联叶栅试验件和风洞试验段

Fig.13 Images of the tested tandem cascade and wind tunnel test section

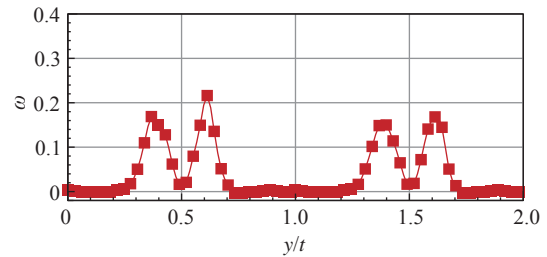


图14 $AO=0$ 、 $PP=0.80$ 时串联叶栅试验的尾迹周期性检验
Fig.14 Wake periodicity verification of tandem cascade experiments with $AO=0$ and $PP=0.80$

迹周向范围较数值计算的略大,但整体分布及变化趋势基本一致,验证了本文采用数值方法所取得的研究结论具有较好的可靠性。

图16给出了串联叶栅在不同 PP 下的总压损失系数试验值和计算值的对比。可以看出,试验值和计算结果整体分布趋势一致,进一步证明了本文数值研究结论具有较高的可靠性。

5 结论

通过数值模拟和试验相结合的方法,系统研究了高负荷亚声速轴流压气机串联叶栅前后叶型位置的匹配特性,深入分析了 PP 和 AO 两个参数对叶栅性能的影响规律和机理,主要结论如下:

(1) 与 AO 变化的影响相比,串联叶栅性能受 PP

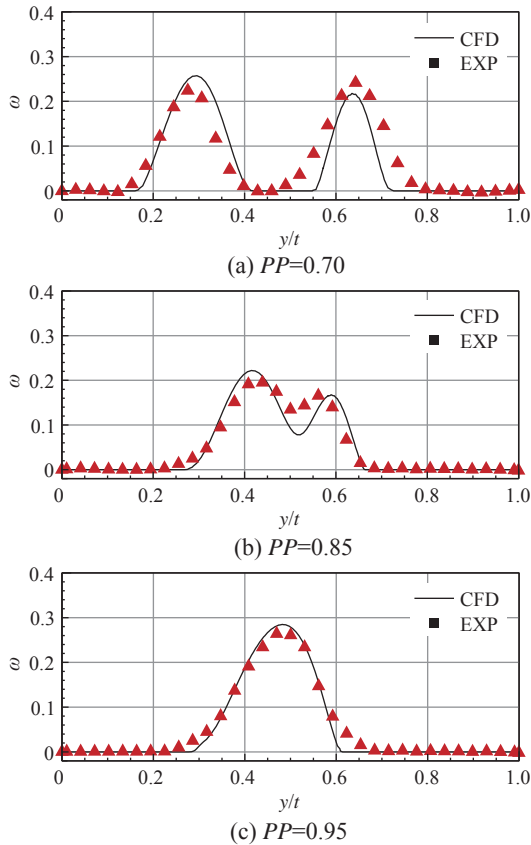


图15 不同周向节距比下的串列叶栅50%叶高出口尾迹的试验与数值计算结果对比

Fig.15 Comparison of experimental and numerical results of wake for tandem cascades at 50% span with different PP

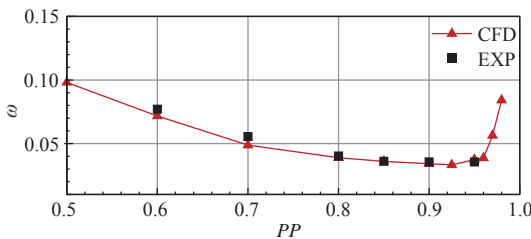


图16 串列叶栅总压损失随周向节距比变化的试验和数值结果对比

Fig.16 Comparison of experimental and numerical results of the total pressure loss of tandem cascades with different PP

变化的影响更为显著,当 PP 取值落入最优设计空间(0.70~0.95)后,串列叶栅性能不再随 PP 和 AO 发生显著改变;通过叶栅吹风试验验证了典型数值研究结果的可靠性。

(2) 当 PP 远离缝隙流道闭合边界时, PP 增加主要影响前叶尾缘附近压力面和后叶前缘吸力面附近流动,使得前叶尾缘负荷增大,后叶前缘负荷和实际攻角减小,缝隙流道收敛度和缝隙射流加速比增大,

进而有效减小后叶吸力面的分离范围。

(3) 当 PP 增大到缝隙流道闭合边界附近时,后叶前缘滞止效应以及缝隙流道面积下降引起的堵塞效应均导致前叶压力面侧附面层更厚,缝隙流道吸入前叶压力面低能流体的比重增大,缝隙射流动量减小,无法有效控制后叶吸力面分离,损失开始显著增加。

(4) 本文的研究主要是在设计进口马赫数和设计进口气流角下进行,由于叶栅性能会随进口马赫数和进口气流角发生变化,因此所得结论在非设计进口马赫数和变进口气流角工况下的适用性还有待进一步验证,相关问题将在团队未来的研究中进一步探讨。

参考文献:

- [1] SHEETS H E. The slotted blade axial-flow blower[R]. ASME 55-A-156, 1955.
- [2] 吴国钊. 串列叶栅理论[M]. 北京:国防工业出版社, 1996.
- [3] GOSTELOW J P. Cascade aerodynamics[M]. Oxford: Pergamon Press, 1984.
- [4] BARTON M T, GENTILE D P. The use of a circumferentially nonuniform stator to attenuate harmful aerodynamic and mechanical interactions in an advanced mixed flow splitted rotor/tandem variable stator LP compressor[R]. ASME GT2005-68178, 2005.
- [5] SCHLAPS R C, SHAHPAR S, GÜMMER V. Automatic three-dimensional optimisation of a modern tandem compressor vane[R]. ASME GT2014-26762, 2014.
- [6] BÖHLE M, FREY T. Numerical and experimental investigations of the three-dimensional-flow structure of tandem cascades in the sidewall region[J]. Journal of Fluids Engineering, 2014, 136(7): 071102.
- [7] HERTEL C, BODE C, KOŽULOVIC D, et al. Particle image velocimetry investigations of a subsonic compressor tandem cascade[R]. ASME GT2016-57726, 2016.
- [8] LIU Hanru, YUE Shaoyuan, WANG Yangang, et al. Unsteady study on the effects of matching characteristic of tandem cascade on the performance and flow at large angle of attack[J]. Journal of Thermal Science, 2018, 27(6): 505-515.
- [9] SANGER N L. Analytical study of the effects of geometric changes on the flow characteristics of tandem-bladed compressor stators[R]. NASA TN D-6264, 1971.
- [10] RAILLY J W, EL-SARHA M E. An investigation of the

- flow through tandem cascades[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1965, 180(10): 66-73.
- [11] RAILLY J W, DEEB S D, MOORE M J. Wake—boundary layer interaction in tandem cascades[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1969, 184(7): 101-124.
- [12] BMMERT K, STAUDE R. Optimization for rotor blades of tandem design for axial flow compressors[J]. Journal of Engineering for Power, 1980, 102(2): 369-375.
- [13] WU Guochuan, ZHUANG Biaonan, GUO Bingheng. Experimental investigation of tandem blade cascades with double-circular arc profiles[R]. ASME 85-IGT-94, 1985.
- [14] 庄表南, 吴国钊, 郭秉衡. 压气机双圆弧串列叶栅流动性能的试验研究[J]. 南京航空航天大学学报, 1986, (1): 20-35.
- [15] ROY B, SAHA U K. Experimental analysis of controlled diffusion compressor cascades with single and tandem airfoils[R]. ASME 95-CTP-41, 1995.
- [16] SAHA U K, ROY B. On the application of variable camber blading in axial flow fans and compressors[R]. ASME 96-TA-058, 1996.
- [17] SAHA U K, ROY B. Experimental investigations on tandem compressor cascade performance at low speeds [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1997, 14 (3): 263-276.
- [18] CANON G, WILLINGER R. Numerical investigation of flow interference effects in tandem compressor cascades [R]. ISABE ISABE-2005-1053, 2005.
- [19] MCGLUMPHY J, NG W F, WELLBORN S R, et al. Numerical investigation of tandem airfoils for subsonic axial-flow compressor blades[J]. Journal of Turbomachinery, 2009, 131(2): 021018.
- [20] SHEN Chun, QIANG Xiaoqing, TENG Jinfang. Numerical and experimental investigation of an axial compressor flow with tandem cascade[J]. Journal of Thermal Science, 2012, 21(6): 500-508.
- [21] PAYYAPPALLI M, SHINE S R. Numerical investigation on tandem compressor cascades[R]. ASME GTINDIA2015-1311, 2015.
- [22] HERGT A, SILLER U. About transonic compressor tandem design: A principle study[R]. ASME GT2015-42115, 2015.
- [23] HERGT A, SILLER U. About subsonic compressor tandem aerodynamics-A fundamental study[C]// International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery. Hawaii, USA: 2016.
- [24] 杨松霖, 滕金芳, 羌晓青. 周向偏距对串列叶栅气动性能的影响[J]. 节能技术, 2016, 34(2): 129-133.
- [25] 程昊, 刘波, 李俊, 等. 轴流压气机串列叶栅参数优化研究[J]. 推进技术, 2017, 38(10): 2224-2234.
- [26] 刘汉儒, 岳少原, 王掩刚, 等. 串列叶栅缝隙射流对分离流动及叶栅性能影响的研究[J]. 推进技术, 2018, 39(12): 2728-2736.
- [27] MANAS M P, SHINE S R. Characterization of tandem airfoil configurations of axial compressors[J]. International Journal of Turbo & Jet-Engines, 2022, 39(2): 167-181.
- [28] HERGT A, GRUND S, KLINNER J, et al. Some aspects of the transonic compressor tandem design[J]. Journal of Turbomachinery, 2019, 141(9): 091003.
- [29] SACHMANN J, FOTTNER L. Highly loaded tandem compressor cascade with variable camber and stagger [R]. ASME 93-GT-235, 1993.
- [30] HOEGER M, BAIER R D, FISCHER S, et al. High turning compressor tandem cascade for high subsonic flows, part 1: Aerodynamic design[R]. AIAA 2011-5601, 2011.
- [31] SCHNEIDER T, KOŽULOVIC D. Flow characteristics of axial compressor tandem cascades at large off-design incidence angles[R]. ASME GT2013-94708, 2013.
- [32] CHENG Hao, LIU Bo, YANG Xiaodong, et al. Design and optimization of tandem cascade based on parallel differential evolution algorithm[R]. ASME GT2016-56908, 2016.
- [33] SPALART P, ALLMARAS S. A one-equation turbulence model for aerodynamic flows[R]. AIAA 1992-439, 1992.

进气温度畸变对多级跨声速压气机气动性能影响的试验研究

吴亚东, 朱自环, 明乐乐

(上海交通大学 机械与动力工程学院 上海 200240)

摘要: 进气温度畸变是严重影响压气机气动稳定性的一个重要因素。设计了一种进气电加热畸变发生器, 以4级跨声速压气机试验件为研究对象, 开展了不同转速下的压气机进气温度畸变气动性能测试试验。结果表明, 进气温度畸变使跨声速压气机特性线向小流量工况偏移, 且转速越高, 偏移量越大; 温度畸变导致总压比和等熵效率显著降低, 其中总压比最大降幅为4.2%, 等熵效率最大降幅为14.7%。高转速下畸变工况导致机组振动超限, 说明进气温度畸变产生的不均匀热负荷对压气机的稳定安全运行产生了负面影响。当电加热段功率固定时, 由于进气量随着转速增加而增加, 高温区与低温区温差减小, 进气总温畸变强度降低。

关键词: 航空发动机; 进气温度畸变; 多级跨声速压气机; 气动性能; 试验研究; 电加热

中图分类号: V231.3 文献标识码: A 文章编号: 1672-2620(2024)04-0011-07

DOI: 10.3724/j.GTER.20240035

Experimental investigation on the influence of intake temperature distortion on the aerodynamic performance of multi-stage transonic compressor

WU Yadong, ZHU Zihuan, MING Lele

(School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: Intake temperature distortion is one of the critical factors significantly affecting the aerodynamic stability of compressors. An intake electric heating distortion generator was designed, and a four-stage transonic compressor was used as the test subject. Aerodynamic performance tests were conducted under intake temperature distortion at various rotational speeds. The results show that intake temperature distortion causes the characteristic lines of the transonic compressor to shift towards lower flow conditions, with a greater offset at higher speeds. Simultaneously, temperature distortion leads to a significant decrease in pressure ratio and isentropic efficiency, with a maximum decrease in pressure ratio of 4.2% and an isentropic efficiency reduction up to 14.7%. Under high rotating speed conditions, distortion-induced vibrations exceed limits, indicating that uneven thermal loads caused by inlet temperature distortion have a negative impact on the stable and safe operation of the compressor. When the power of the electric heating section is fixed, the intake air mass flow increases with the increase in speed, resulting in a decrease in the temperature difference between the high-temperature and low-temperature regions and a reduction in the intensity of the total temperature distortion of the intake air.

Key words: aero-engine; intake temperature distortion; multi-stage transonic compressor; aerodynamic performance; experimental study; electric heating

1 引言

进气畸变是影响压气机气动稳定性的一个重要

外部因素, 主要包括压力畸变、温度畸变以及旋流畸变3种类型。目前, 国内外大量学者通过理论、数值

收稿日期: 2024-07-04

基金项目: 航空发动机及燃气轮机基础研究项目(J2019-II-0004-0024); 航空发动机及燃气轮机基础科学中心项目(P2022-B-V-004-001)

作者简介: 吴亚东(1980-), 男, 湖北黄梅人, 副研究员, 博士, 研究领域为航空发动机非正常流动及试验测试。

模拟以及试验方法,对压力畸变和旋流畸变的产生机理以及对压气机和发动机的影响进行了研究,但对温度畸变的研究较少。引起压气机进气温度畸变的原因主要是外部热流的吸入,如高温尾气、弹射蒸汽、环境中的雨雹等。研究表明,相较于压力畸变,温度畸变对压气机气动稳定性会造成更为严重的负面影响^[1-3]。

温度畸变模拟器按照热流传送方式可以分为热流导入式、嵌入燃烧/加热式2种。LUCY和REED^[4]比较了这2种温度畸变发生器的优缺点,指出热流导入式模拟器设计制造简单、操作成本低且安全可靠,但难以满足高温升和高冲击热负荷的要求;嵌入燃烧/加热式模拟器虽能满足温升要求,但增加了试验成本和操作风险。ANTL^[5]使用NASA Lewis实验室设计的一种能够模拟稳态和瞬态温度畸变图谱的氢燃烧畸变模拟器,测试了涡扇发动机风扇和高压压气机的气动稳定性。试验结果显示,高压压气机对温度畸变的敏感性高于风扇,影响压气机失速边界的关键因素是稳态温度畸变的幅值以及瞬态温度畸变的冲击速率。BRAITHWAITE和SOEDER^[6]进一步试验了不同相对位置的压力与温度复合畸变对进气系统的影响,并使用所得的静压和总温剖面数据,在理论模型中对F100发动机性能进行了预测。MEHALIC^[7-8]所设计的氢燃料燃烧器可产生周向和径向温度畸变图谱,并使用其对J85涡喷发动机进行了试验。该研究通过在恒速下测量压气机失速时的压比损失来评估畸变的严重程度,从而分析温度畸变和总压畸变对发动机性能的影响。结果表明,轮毂处径向温度畸变造成的压比损失最大,90°扇区的畸变图谱造成的压比损失最小;温度和压力复合畸变对发动机的影响取决于高温区和低压区的相对位置。COUSINS等^[9]利用氢燃烧畸变模拟器产生经典的180°压力和温度复合畸变图谱,对T800发动机的两级离心压气机开展了进气畸变试验研究。试验结果表明,压力畸变对压气机气动稳定性影响相对较小,而温度畸变明显降低了压气机的稳定裕度。

国内关于压气机温度畸变的试验研究始于2000年左右。刘大响等^[10-12]设计了一种周向分区的氢燃烧温度畸变模拟器,该模拟器能实现最高400 K的温升和4 500 K/s的温升速率,可测量的质量流量最高可达130 kg/s;通过对小涵道比涡扇发动机在温度畸变条件下进行性能试验,确定了影响发动机稳定

性能的关键畸变参数,并发现畸变导致的失速首先发生在高压压气机处。罗玛等^[13]开发了用于研究涡轴发动机温度畸变特性的小型氢燃料畸变发生器(1/6环件),并通过调节氢气喷射方向、流量以及喷杆布置,成功模拟了预定的温度畸变图谱。张骏等^[14]采用内置电加热管的方式设计了温度畸变发生器,并测试了小流量压气机在温度畸变来流条件下的性能。测试结果表明,温度畸变进气条件下,压气机的流量、压比和效率有所降低,但对喘振边界的影响不显著。柳国印等^[15]采用外接高温气源和内置环型掺混喷嘴的方法,实现进气道来流均匀加温,模拟了高速飞行中的发动机进气状态。通过对其内置掺混器进行改造,该系统还可以用于进气温度畸变条件下的发动机性能试验。

综上所述,进气总温畸变试验研究工作主要侧重于航空发动机整机及飞行器整体性能的验证,而针对压气机部件级的试验研究相对较少,同时,对多级跨声速压气机进气温度畸变的试验研究更为缺乏。本文以某4级跨声速压气机为对象,参考上述性能优良的温度畸变模拟器设计,设计了压气机进口电加热温度畸变发生器,并开展了相关试验,研究了温度畸变对压气机气动性能的影响规律。

2 试验测试方案

2.1 跨声速压气机试验件

研究对象为上海交通大学航空发动机研究院的4级跨声速轴流压气机试验件,主要由带支板的进气测量段、4级轴流压气机转子和静子模拟器以及出口转接段组成。试验件的设计转速(N_d)为15 000 r/min,设计流量为12 kg/s,设计总压比为3.2,转子叶尖线速度为345.4 m/s,各级转子叶顶间隙均为0.4 mm,各级静子叶片角度可调。压气机详细设计参数如表1所示。

表1 跨声速压气机主要设计参数
Table 1 Main design parameters of transonic compressor

设计参数	数值
转速/(r/min)	15 000
设计流量/(kg/s)	12.0
设计总压比	3.2
功率/kW	1 610
扭矩/N·m	1 025
叶顶间隙/mm	0.4
叶尖线速度/(m/s)	345.4

试验件安装于上海交通大学航空发动机研究院的4.3 MW全尺寸压气机性能测试台架上,进气测量段通过渐缩管与试验台的稳压箱相连,出口转接段则外接试验台的排气蜗壳。试验件台架安装照片如图1所示。

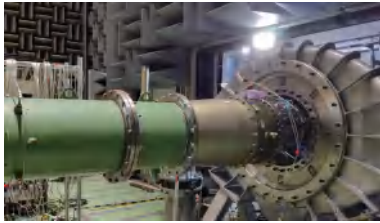


图1 压气机试验件台架安装照片

Fig.1 Photo of the compressor test rig installation

压气机试验件从入口至出口共设置了 I ~ IX 9 个测量截面。其中, I 和 IX 截面分别用于压气机的进口和出口数据测量。根据不同的测试需求,在这2个截面周向布置了不同数量的梳状总压探针(径向 1×5)以及梳状总温探针(径向 1×3),用于采集进出口的总压和总温数据,并据此计算压气机的气动特性。其余截面沿周向布置4个壁面静压测点和沿轴向布置8个动态压力传感器(Kulite XCE-093),用于监测动态信号和识别失速状态。此外,在压气机的前后支板及排气蜗壳处,分别安装了2个水平和垂直加速度传感器,用于整机振动数据的监测和失稳状态的判断。所有测试探针在试验前均已按照标准进行了校准和标定。

针对4级跨声速压气机试验件,开展了标准状态以及进气温度畸变条件下的压气机气动性能试验。对于进气总温畸变试验,首先在安装加热段(未开启加热)后测试跨声速压气机的气动特性,以评估加热段引起的总压畸变对压气机性能的影响。随后,开

启加热段以形成预定的进气总温畸变图谱,开展跨声速压气机进气总温畸变来流下的性能试验,进而获取不同转速下的压气机温度畸变工况气动特性。

2.2 进气总温畸变试验测试方案

在进气温度畸变试验中,2段各0.6 m长的电加热畸变模拟器被安装在跨声速压气机试验件入口与试验台稳压箱出口之间。在加热段内部,沿管道下半部分等间距布置了12根加热棒,每根加热棒的功率为4 kW,2个加热段的总功率达到96 kW。加热棒采用蛇形排布,不仅有助于降低管网阻力,还可以减小因自身结构导致的压力畸变对压气机性能试验的影响。试验过程中,开启电加热棒对经过空气进行加热,并在压气机入口处实现温度畸变效果。加热棒结构以及加热段连接方式如图2所示。



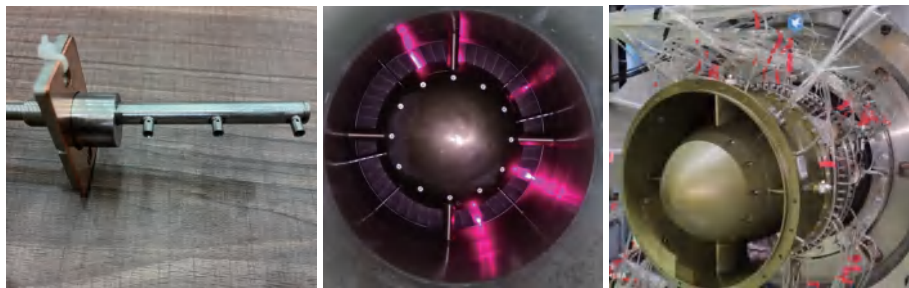
(a) 加热段管路连接

(b) 电加热段

图2 压气机进口电加热畸变发生器

Fig.2 Compressor inlet electric heating distortion generator

试验过程中,严格遵循标准^[16]执行测量探针和传感器布置(图3)、压气机稳态和动态性能测试、测试数据记录与处理等试验工作。与标准状态下压气机性能试验不同的是,温度畸变试验特别在压气机入口和出口处加密布置总温探针以获取精确的总温畸变图谱。试验中,在压气机前支板间隔区域(I截面,图3(b))周向不等距布置8支总温梳探针(每支探针沿径向在等环面面积位置配置3个T型热电偶,图



(a) T型总温梳

(b) 进口总温梳阵列

(c) 压气机探针布置

图3 试验件探针布置

Fig.3 Arrangement of probes on test specimen

3(a)), 布置角度分别为23°、60°、113°、150°、165°、240°、293°、330°。在压气机末级静叶下游(IX截面)周向不等距布置3支总温梳探针, 布置角度分别为47°、208°、309°。

压气机进口质量流量 m 使用喇叭口流量管测得的壁面静压数据通过公式(1)计算得到。进口总压通过稳压箱壁面上周向均匀布置的4支总压探针获取, 而出口总压则由IX截面上周向不均匀布置的2支梳状总压探针(布置角度为100°和191°)和1支耙状总压探针(布置角度为340°)测量得到。试验过程中, 按照实际的大气温度和换算转速计算试验压气机的物理转速。通过调节动力系统使试验件达到目标物理转速, 并借助调节排气蜗壳上节流阀开度改变试验件运行工况。在到达目标试验工况时等待1 min, 待工况稳定后再进行试验件各物理参数的记录和气动特性线的录点。重复此过程, 直至完成所有预定测试项目, 最终获得不同等转速线下的压气机气动特性数据。

$$m = 0.156 \, 1 K_w A \frac{P_{t,0}}{\sqrt{T_{t,0}}} \left[\left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

式中: K_w 为修正系数, A 为流量测量截面面积, $p_{t,0}$ 和 $T_{t,0}$ 分别为流量测量截面总压及总温, $p_{s,0}$ 为流量测量截面静压均值, γ 为介质比热容比。

3 结果与讨论

图4和图5分别展示了在不同转速下4级跨声速压气机气动特性的试验结果。其中, 图4为标准工况(Standard condition, SC)(未安装加热段)下从50%到100%设计转速范围内的总压比和等熵效率随流量的变化曲线; 图5则比较了在标准工况、安装加热段但未开启加热(Total pressure distortion, TPD)以及进气温度畸变工况(Total temperature distortion, TTD)下, 不同转速的压气机性能曲线。值得注意的是, 进气温度畸变严重影响压气机的平稳运行, 特别

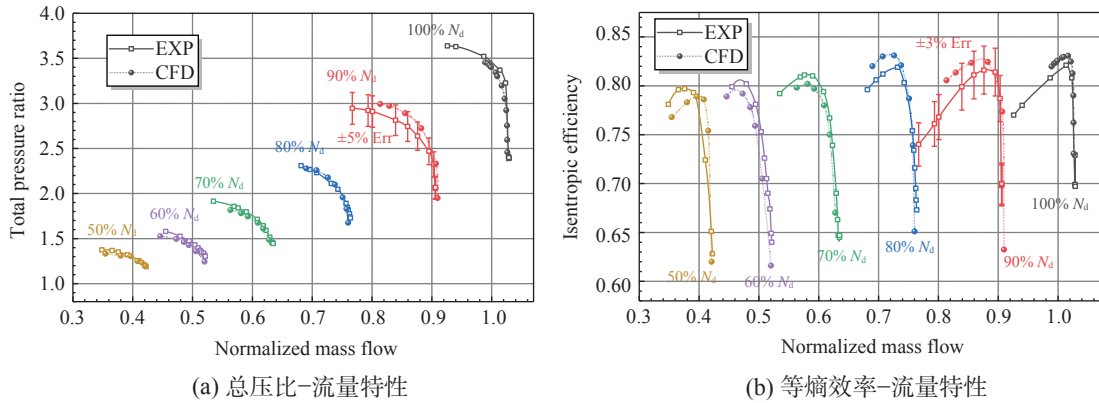


图4 不同转速下压气机试验气动性能曲线
Fig.4 Aerodynamic performance curves of compressor tests at various rotational speeds

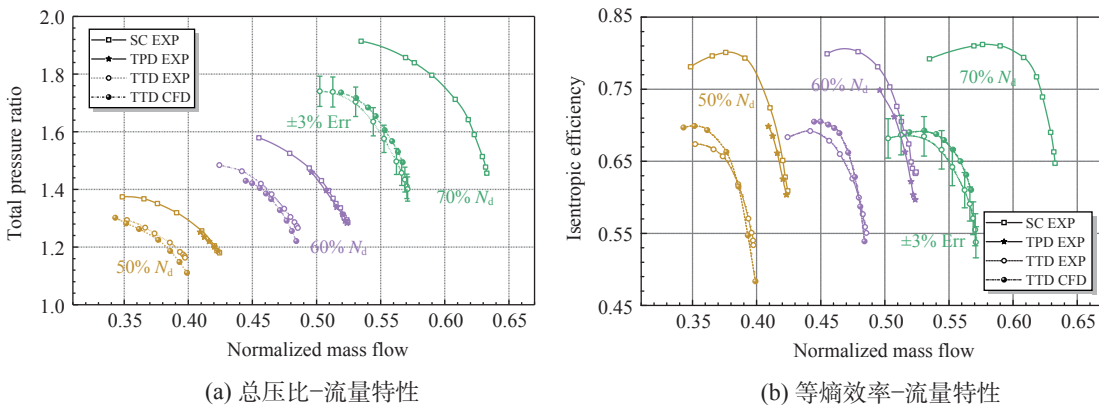


图5 不同转速下压气机温度畸变试验气动性能曲线
Fig.5 Aerodynamic performance curves of compressor temperature distortion tests at various rotational speeds

是当转速达到 $80\%N_d$ 时,总温畸变引起的压气机前支点振动超过了安全阈值,导致无法继续试验。因此,接下来的分析将着重于50%、60%和70%设计转速下测得的特性曲线和性能参数。

从图4、图5可以看出,标准状态下,物理转速增加使压气机的总压比逐渐升高。在100%设计转速下,总压比达到3.4,满足设计要求。等熵效率曲线随转速增加呈现上升趋势,但在80%至100%设计转速范围内,最高效率点的差异并不显著,最高等熵效率约为82%。图5比较了50%和60%设计转速下,未安装加热段(标准工况)与安装了加热段但未开启加热的压气机性能。安装加热段后,压气机的总压特性线变化不大,但等熵效率略有下降(约2%~3%)。开启加热段后,由于产生进气温度畸变,压气机特性线发生了显著的变化。在各转速下,特性线均向小流量工况偏移,且随着转速的增加,偏移程度逐渐加大。在50%、60%、70%设计转速范围下,特性曲线最高效率点的偏移量分别为 0.29 kg/s 、 0.45 kg/s 和

0.76 kg/s 。在特定转速下,进气温度畸变工况下的总压比和等熵效率与标准工况相比有显著下降,总压比的下降幅度分别为4.2%、4.1%和3.2%,等熵效率的下降幅度分别为12.7%、11.0%和14.7%。这些数据表明,进气总温畸变导致了压气机整体性能的恶化。同时,高转速下畸变工况导致机组振动超限也说明进气温度畸变产生的不均匀热负荷会对压气机的稳定安全运行产生负面影响。需要指出的是,因加热段存在而导致的压气机性能损失要远小于温度畸变带来的损失,特别是对于总压比的损失基本可以忽略。

图6和图7分别展示了不同转速下,通过进口和出口总温探针阵列测量得到的截面总温畸变图谱。当电加热段功率固定时,进气量随着转速增加而增加,导致进气总温畸变强度减小,如图6所示。整体来看,不同转速下进口截面总温畸变特征基本一致,即上半圆区域为低温区,下半圆区域为高温区,这与加热段总温畸变图谱的设计要求基本吻合。50%设

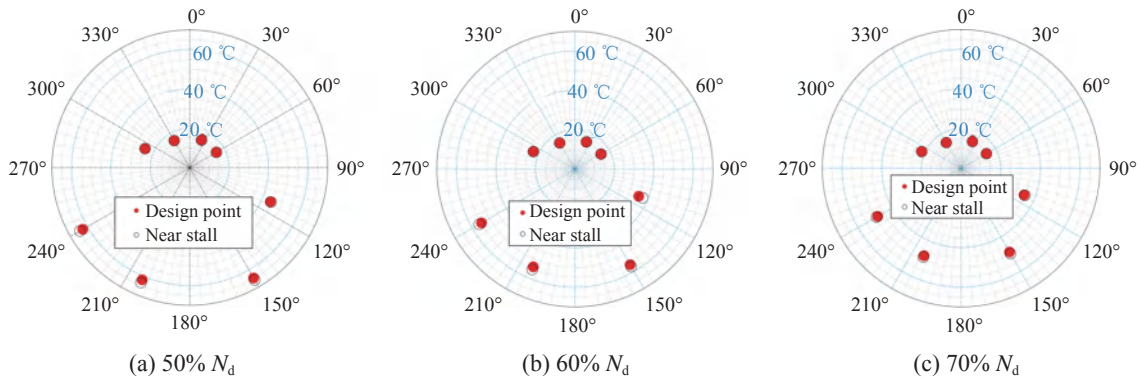


图6 不同转速下压气机进口总温周向分布

Fig.6 Circumferential distribution of inlet total temperatures of the compressor at various rotating speeds

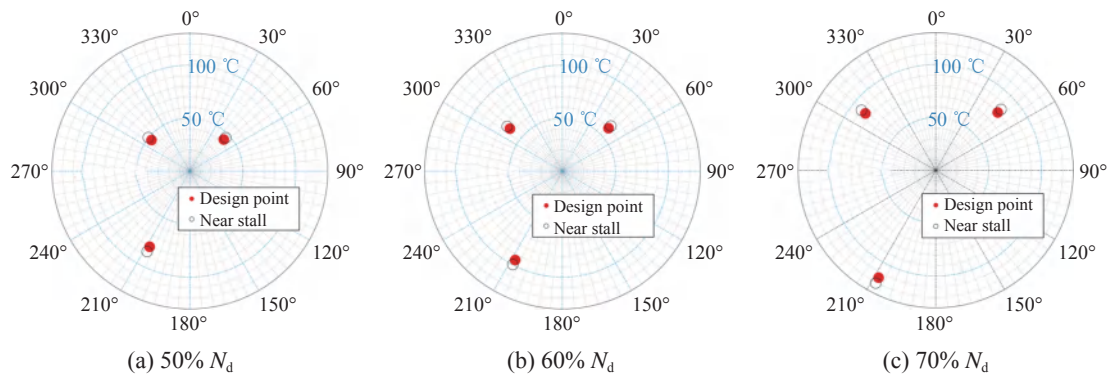


图7 不同转速下压气机出口总温周向分布

Fig.7 Circumferential distribution of outlet total temperatures of the compressor at various rotating speeds

计转速下,高温区和低温区总温梳的平均温差为42.6 °C;而60%和70%设计转速下,这一差值分别为34.4 °C和31.7 °C。另外,在近失速工况下,由于质量流量减小,相应的温差会略高于设计工况。压气机出口流道收窄,考虑到减少流动干扰,出口截面布置的总温探针数量及尺寸均小于进口截面,不同转速下出口总温探针均值结果如图7所示。有限的测量结果也基本可以说明问题。设计工况与近失速工况下质量流量差异较小,导致2种工况下探针测量结果之间的差异不明显。以设计工况为例,50%设计转速时上半部分的平均总温为48.3 °C,而下半部分的测点温度为85.6 °C。在60%和70%设计转速下,数值分别为64.7 °C和99.7 °C以及87.3 °C和120.7 °C。随着转速的增加,高低温区的温差逐渐缩小。

进一步分析了各转速下,特性线录点过程中压气机出口IX截面的总温变化,如图8所示。与周向位置的较大温差相比,特定周向位置沿径向的温度变化相对较小。如50%设计转速下径向最大温差仅为2.8 °C,仅占周向温差的7.5%。这一现象的主要原因是压气机叶高沿流向逐渐减小,导致在压气机出口截面处,径向尺度远小于周向尺度,因此在径向方向的热流掺混相较周向方向更为充分。比较不同径向位置的温度,可以发现靠近叶顶和叶根区域的测点温度普遍高于叶道中心的测点温度。其原因是叶道中心区域的流速更快,对流换热效果更为显著,从而使该区域的整体温度较低。而端壁附近的测点则由于受到壁面边界层的影响,流速较低而温度较高。此外,叶顶区域测点温度也要高于叶根

区域测点的,这可能与由旋转作用下导致的流体离心效应有关。

4 结论

针对多级跨声速压气机试验件,通过在进口安装电加热畸变发生器,开展了不同转速下的压气机进气温度畸变气动性能测试试验研究,得到以下结论:

(1) 进气总温畸变导致了压气机整体性能的恶化。进气温度畸变导致压气机质量流量整体降低,且总压比和等熵效率与标准工况相比也有显著下降。压气机特性线向左下方偏移,且随着转速增加,偏移程度逐渐加大。在50%、60%、70%设计转速下,特性曲线最高效率点的质量流量偏移量分别为0.29 kg/s、0.45 kg/s和0.76 kg/s,总压比的下降幅度分别为4.2%、4.1%和3.2%,等熵效率的下降幅度分别为12.7%、11.0%和14.7%。

(2) 高转速(80%设计转速以上)下畸变工况导致机组振动超限,进气温度畸变产生的不均匀热负荷对压气机的稳定安全运行产生负面影响。

(3) 当电加热段功率固定时,由于进气量随转速增加而增加,高温区与低温区温差减小,进气总温畸变强度降低。压气机出口截面处,与周向位置的较大温差相比,特定周向位置沿径向的温度变化相对较小。靠近叶顶和叶根区域的测点温度普遍高于叶道中心的测点温度,原因是叶道中心区域的流速更快,对流换热效果更为显著,从而使该区域的整体温度较低。

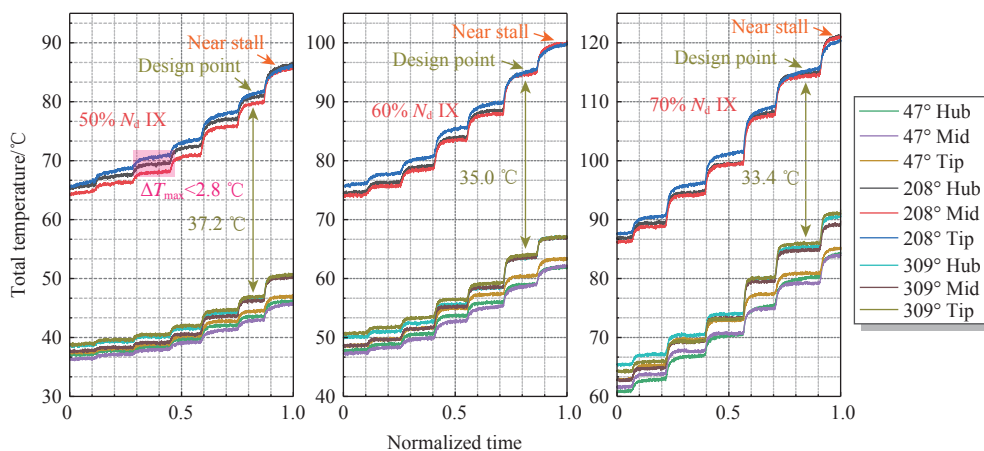


图8 不同转速下压气机出口总温变化

Fig.8 Outlet total temperature variation of the compressor at various rotating speeds

参考文献:

- [1] COUSINS W T, DALTON K K, ANDERSEN T T, et al. Pressure and temperature distortion testing of a two-stage centrifugal compressor[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1994, 116(3):567-573.
- [2] DOLL U, MIGLIORINI M, BAIKIE J, et al. Non-intrusive flow diagnostics for unsteady inlet flow distortion measurements in novel aircraft architectures [J]. *Progress in Aerospace Sciences*, 2022, 130: 100810.
- [3] RUSU R. Experimental investigation of inlet distortion in a multistage axial compressor[D]. West Lafayette: Purdue University, 2017.
- [4] LUCY B, REED J. A survey of turbine engine temperature distortion generator requirements and concept trade study[R]. AIAA 2011-5969, 2011.
- [5] ANTL R. The effect of inlet temperature distortion on the performance of a turbo-fan engine compressor system[R]. AIAA 1970-625, 1970.
- [6] BRAITHWAITE W M, SOEDER R H. Combined pressure and temperature distortion effects on internal flow of a turbofan engine [J]. *Journal of Aircraft*, 1980, 17(7):468-472.
- [7] MEHALIC C M, LOTTIG R A. Steady-state inlet temperature distortion effects on the stall limits of a J85-Ge-13 turbojet engine[R], NASA TM X-2990, 1974.
- [8] MEHALIC C. Effect of spatial inlet temperature and pressure distortion on turbofan engine stability[R]. AIAA 1988-3016, 1988.
- [9] COUSINS W T, DALTON K K, ANDERSEN T T, et al. Pressure and temperature distortion testing of a two-stage centrifugal compressor[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1994, 116(3):567-573.
- [10] 刘大响, 叶培梁. 温度畸变发生器的功用及其试验方法[J]. *燃气涡轮试验与研究*, 1999, 12(2):58-62.
- [11] 侯敏杰, 刘大响, 王惠儒. 温度畸变发生器的设计与实验[J]. *航空动力学报*, 2005, (3):361-367.
- [12] 叶培梁, 刘大响. 进口温度畸变对涡扇发动机稳定性影响的试验研究[J]. *燃气涡轮试验与研究*, 2001, 14(1):38-45.
- [13] 罗 玛, 李建中, 向立军, 等. 小流量温度畸变发生器工作特性试验研究[J]. *推进技术*, 2017, 38(12): 2836-2842.
- [14] 张 骏, 朱 玲, 石建成, 等. 小流量离心压气机温度畸变器设计和试验[J]. *航空动力学报*, 2022, 37(1):173-180.
- [15] 柳国印, 闫卫青, 陈彦锋, 等. 某型涡扇发动机进气加热模拟装置仿真与试验研究[J]. *实验流体力学*, 2023, 1-10.
- [16] 国家国防科技工业局. 航空燃气涡轮发动机压气机气动性能试验方法[S]. HB 7115-2020, 2020.

基于航空发动机吞砂能力提升的 中介机匣优化设计与研究

张学宝, 王全奇, 周成华, 张军

(中国航发四川燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘要: 航空发动机吞砂试验过程中, 砂粒进入核心机会对压气机和涡轮部件造成损伤, 影响发动机性能和可靠性。减少砂粒进入核心机是提高涡扇发动机吞砂能力的有效手段。以涡扇发动机风扇及其中介机匣为研究对象, 采用CFX软件开展了风扇和中介机匣吞砂仿真分析, 并对分流环进行了优化设计。仿真结果表明, 优化方案在满足涵道比和总压恢复系数等气动性能不降低的基础上, 可提升分离砂粒的能力, 减少进入发动机内涵的砂粒量, 进而提升发动机的吞砂能力。

关键词: 航空发动机; 吞砂试验; 中介机匣; 分流环; 优化设计

中图分类号: V231.3 文献标识码: A 文章编号: 1672-2620(2024)04-0018-05

DOI: 10.3724/j.GTER.20240040

Optimization of intermediate case based on sand ingestion capability improvement of the aero-engine

ZHANG Xuebao, WANG Quanqi, ZHOU Chenghua, ZHANG Jun

(AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Chengdu 610500, China)

Abstract: During the sand ingestion test of the aero-engine, sand particles enter the core engine, causing damage to the compressor and turbine components, and thus worsening the engine's performance and reliability. Reducing the sand particles that enter the core of the aero-engine is an effective method to improve the sand ingestion capability. Taking the intermediate case of a turbofan engine as the research object, a two-phase flow simulation of the fan and intermediate case was carried out by using CFX software. Then the splitter ring of the intermediate case was optimized. The simulation results show that the optimized splitter ring can enhance the ability to separate sand particles and reduce the amount of sand entering the core engine, while the bypass ratio and loss remain almost unchanged.

Key words: aero-engine; sand ingestion test; intermediate case; splitter ring; optimization design

1 引言

飞行器在起飞、着陆、地面试验的过程中以及在比较恶劣的环境(如沙漠地区、沙尘暴天气等)执行任务时,其发动机往往会吸入由风、飞机尾迹扬起的或飘浮于空气中的砂粒和灰尘。而砂粒和灰尘颗粒具有强烈的磨蚀性,可使压气机工作叶片和静子叶片薄的尾缘和尖部磨蚀,从而降低压气机的工作效率。另外,粒径较小的砂粒进入涡轮,会堵塞涡轮叶片冷却气孔,造成叶片超温甚至烧蚀,进而导致发动

机性能衰减、寿命降低。据美国国防部统计,“沙漠风暴”行动(恶劣的沙尘环境中),发动机的实际使用寿命经常不到设计寿命的两成^[1],严重制约着发动机的使用范围^[2]。

为确保发动机具备足够的吞咽沙尘的能力,研究人员开展了大量工作。在数值仿真方面,GHENAIET等^[3]开展了风扇吞砂仿真分析,结果表明,叶片前缘和后缘从叶根到叶尖均受到明显侵蚀,高侵蚀区域占据近3/4的叶片高度。徐倩楠^[4]、

孙海鸥^[5]等对风扇和多级轴流压气机开展了吞砂仿真分析,结果表明砂粒在通道内有明显的径向运动趋势,叶片及机匣壁面均发生较为严重的砂粒侵蚀现象,且磨损量沿叶高方向逐渐增大。在试验研究方面,美国GE和英国R-R等公司分别进行了TF34、CF-6和奥林巴斯593等型号发动机的吞砂试验研究。分解检查发现,高压压气机各级叶片磨损明显,后排工作叶片叶型磨损更为严重,且高压压气机叶尖间隙明显变大,远超允许的最大叶尖间隙^[6],是导致发动机无法正常工作的主要原因。总的来说,沙尘对发动机压气机的影响最大,是影响发动机吞砂能力的关键。

为提升航空发动机的吞砂能力,国内外各型涡轴发动机普遍采用粒子分离器以降低砂粒影响^[7]。李洁琼^[8]对粒子分离器的结构、粒子反弹特性及其对粒子分离器性能的影响进行了研究。况开鑫^[9]对某整体式惯性粒子分离器的分流器位置进行了优化,在保证总压损失不变的基础上提升了沙尘分离效率。对于涡扇发动机,中介机匣与涡轴发动机粒子分离器存在类似的排砂作用,但目前鲜有公开文献报道涡扇发动机中介机匣对沙尘分离效果的评估和优化工作。为此,本文以涡扇发动机风扇及其中介机匣为研究对象,采用两相流模拟仿真的计算方法,通过优化中介机匣分流环位置,在保证涵道比和总压恢复系数等气动性能不降低的基础上提升分离砂粒的能力,以减少进入涡扇发动机核心机的砂粒,提升发动机的吞砂能力。

2 数值计算方法

压气机吞砂数值仿真涉及到气-固两相流动过程,欧拉-拉格朗日法对连续相和离散相的计算使用不同的控制方程。在欧拉坐标系下,连续相颗粒的运动主要受质量守恒方程、动量守恒方程和能量守恒方程控制;在拉格朗日坐标系下,离散相颗粒的运动主要受动量方程控制,传热方程控制离散项砂粒与气流间换热,两相间通过动量和能量源项进行耦合。

2.1 连续相控制方程

质量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = S_m \quad (1)$$

式中: ρ 为流体密度, t 为时间, \mathbf{U} 为速度矢量, S_m 为质

量源项。

动量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \mathbf{F} \quad (2)$$

式中: p 为压力, $\boldsymbol{\tau}$ 为黏性应力张量, \mathbf{F} 为彻体力。

能量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho h_t)}{\partial t} + \nabla \cdot [\mathbf{U}(\rho h_t + p)] = \nabla \cdot (\lambda \nabla T + \boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{U}) + \mathbf{U} \cdot \mathbf{F} + S_h \quad (3)$$

式中: h_t 为焓, λ 为导热系数, T 为温度, S_h 为能量源项。

2.2 离散相运动方程

计算时忽略砂粒重力、虚拟质量力和压力梯度力的影响,则砂粒主要受气动曳力和惯性力作用。在拉格朗日坐标系下,砂粒动量方程为:

$$m_p \frac{d\mathbf{U}_p}{dt} = \mathbf{F}_d + \mathbf{F}_r \quad (4)$$

式中: m_p 为颗粒质量, \mathbf{U}_p 为颗粒速度, \mathbf{F}_d 为颗粒受到的气动曳力, \mathbf{F}_r 为颗粒受到的离心力和科里奥利力的合力。

3 吞砂仿真计算

3.1 网格与模型

研究对象为某型涡扇发动机三级风扇及其中介机匣,风扇模型见图1。利用AUTOGRID5网格划分软件开展单通道网格划分。计算网格采用O4H拓扑结构,风扇网格和壁面最小距离为3 μm ,相邻流道作周期边界处理,最终划分的网格数量为468万。风扇带中介机匣网格结构如图2所示,计算和网格设置如表1所示。

根据国军标^[10-11]要求,发动机吞砂考核试验在地面台架进行,发动机工作状态为最大连续状态。

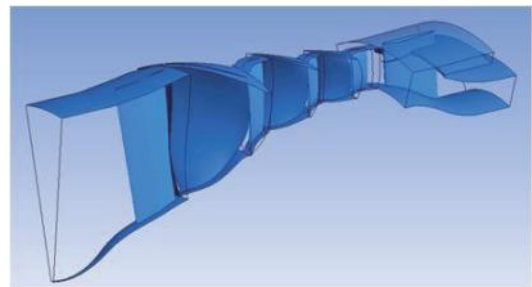


图1 风扇和原型中介机匣模型

Fig.1 Computation model of the fan and intermediate case

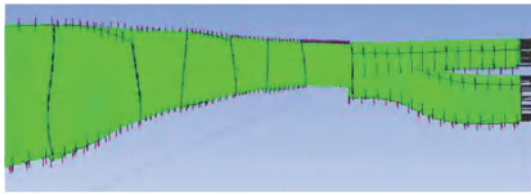


图2 风扇带中介机匣网格

Fig.2 Grid of the fan with intermediate case

表1 网格及计算设置

Table 1 Grid and computation configuration

参数	数值
网格数量/ 10^4	468
第1层网格壁面距离/ μm	3
进气温度/K	288.15
进气压力/Pa	101 325
出口压力	平均静压
砂粒浓度/(g/m^3)	0.053
砂粒直径/ μm	200
砂粒初始速度/(m/s)	170
湍流模型	$k-e$ 模型

为此,本文的吞砂仿真条件对应于国军标中的吞砂试验状态。风扇进口为均匀地面进气条件;砂尘为均匀分布;进口计算边界条件为总温、总压边界,总温为288.15 K,总压为标准大气压(101 325 Pa);外涵出口压力和内涵出口压力均为平均静压;砂粒浓度为 $0.053 \text{ g}/\text{m}^3$ (与吞砂试验要求浓度一致),换算为砂粒空气质量比为0.004%,此浓度为1级砂尘环境浓度;砂粒初始速度为170 m/s;砂粒直径设置为 $200 \mu\text{m}$,对应于国军标规定的吞砂试验砂尘粒度的中间值。

3.2 中介机匣优化方案

为提升中介机匣分流砂尘的能力,对原型中介机匣进行优化,优化方案的约束条件为涵道比和总压恢复系数不降低。依据公开文献[12],吞砂仿真分析获取的砂粒有向尖部聚集的趋势。分析认为,可通过优化分流环来提升分离砂粒的能力。

对分流环分流位置及分流环长度进行敏感性分析和多轮次迭代设计,获取了如图3所示的优化方案。相比基准方案,优化方案的分流环前缘点后移50 mm,下移5 mm,长度缩短约50 mm。采用ANSYS CFX欧拉-拉格朗日多相流模型,对优化前后的中介机匣开展吞砂仿真分析,获取中介机匣优化前后砂粒在风扇/中介机匣部件中的运动轨迹、分流环对砂粒的分流情况以及砂粒对叶片和机匣壁面的

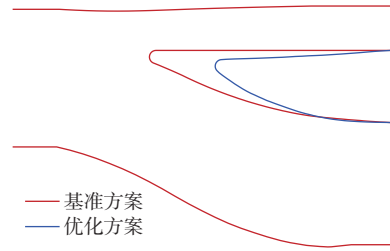


图3 中介机匣分流环优化方案

Fig.3 Optimization of the intermediate case's splitter ring

的侵蚀作用。

4 计算结果分析

表2为优化前后中介机匣气动性能对比。可见,与基本方案相比,优化方案的内、外涵总压恢复系数基本一致,出口平均马赫数变化较小,说明中介机匣优化对性能影响较小。

表2 中介机匣性能

Table 2 Performance of the intermediate case

参数	基准方案	优化方案
内涵总压恢复系数	0.993 5	0.993 4
外涵总压恢复系数	0.993 6	0.992 0
外涵出口平均马赫数	0.286	0.300
内涵出口平均马赫数	0.548	0.558

图4为中介机匣周向平均马赫数分布。可见,分流环优化使整体流场的分布特征发生了一定变化,高马赫数区域略有减少。

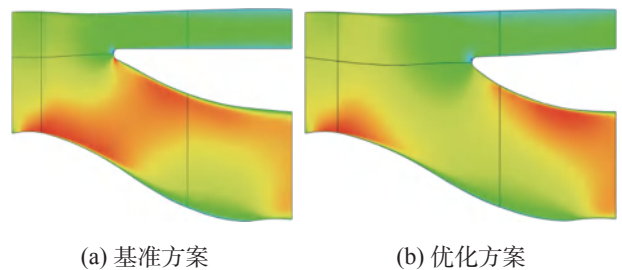


图4 中介机匣流路平均马赫数分布

Fig.4 Distribution of the average Mach number of the intermediate case field

图5为内涵出口总压沿径向的分布曲线。可见,优化方案出口的压力分布变化较小,不会对下游压气机产生影响。

表3为中介机匣对砂粒分流的仿真计算结果。可见,基准方案和优化方案的内涵气流占总流量的比例分别为0.668和0.657,基本一致;而内涵砂粒占

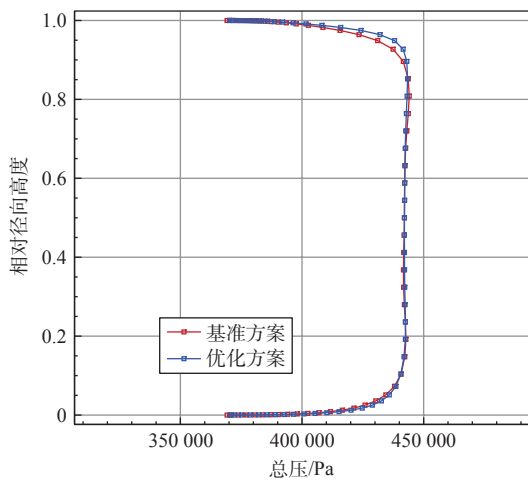


图5 中介机匣内涵出口的总压径向分布
Fig.5 Spanwise total pressure distribution at the outlet of the intermediate case's inner duct

比分别为0.658和0.554,基准方案的内涵砂粒占比相比气流占比仅小0.010,优化方案的内涵砂粒占比相比气流占比小0.103,优化方案进入内涵的砂粒总量减少约15.8%,说明分流环优化后更多的砂粒流向外涵,优化效果明显。

图6为砂粒流动路径。可以看出,砂粒进入发动

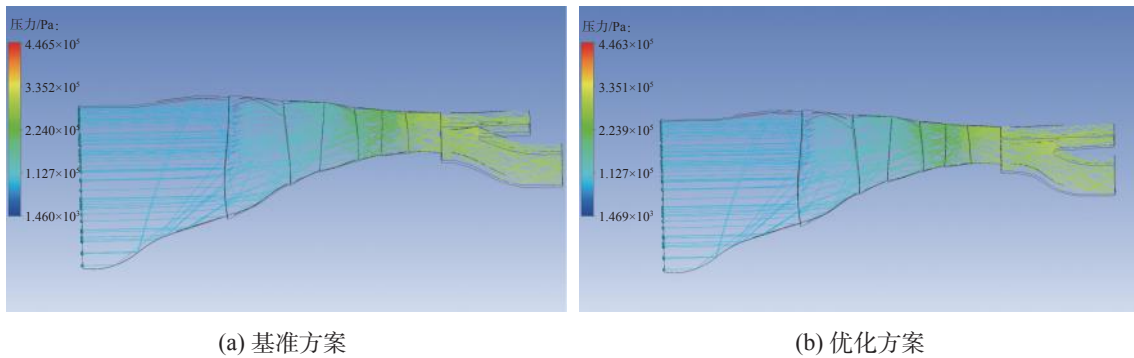


图6 砂粒运动轨迹
Fig.6 Trace of sand particles

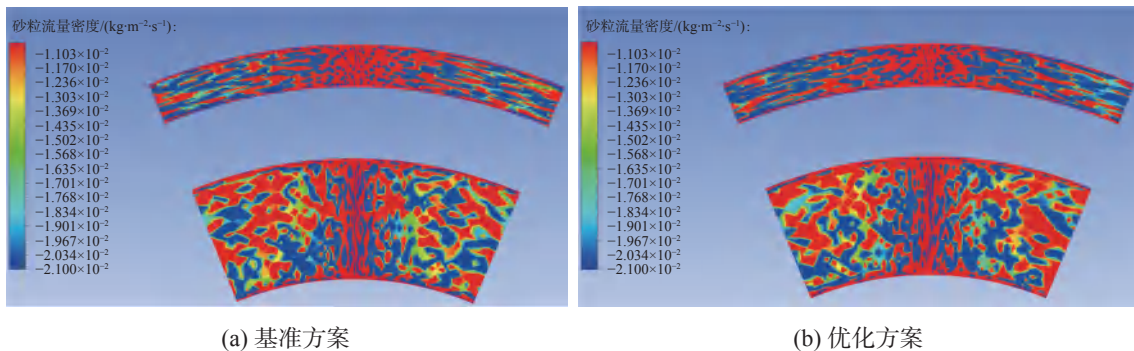


图7 中介机匣出口砂粒流量密度分布
Fig.7 Distribution of sand mass flow density at the outlet of the intermediate case

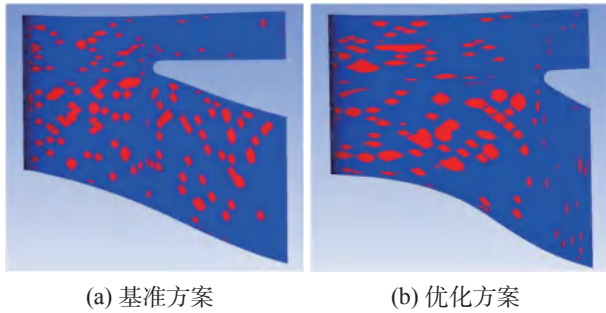
表3 风扇带中介机匣吞砂仿真设计点结果
Table 3 Simulation result of the sand ingestion design point of the fan with intermediate case

参数	基准方案	优化方案
内涵气流占比	0.668	0.657
内涵出口砂粒流量/(10 ⁻³ kg/s)	2.891	2.445
外涵出口砂粒流量/(10 ⁻³ kg/s)	1.503	1.969
内涵砂粒占比	0.658	0.554
内涵砂粒浓度/(g/m ³)	0.114	0.089

机后一部分与整流罩发生碰撞反弹,另一部分直接与风扇叶片压力面发生碰撞,砂粒发生一次或多次碰撞后通过风扇。优化方案中介机匣外涵的砂粒更密集,即代表有更多的砂粒从外涵流出。

图7为中介机匣内、外涵出口处的砂粒流量密度分布。图中数值为负值,蓝色区域表示砂粒流出的流量较大。整体来看,优化方案的砂粒分布更加向叶尖和外涵聚集,使得流出外涵的砂粒变多,流出内涵的砂粒变少。

图8为中介机匣支板的砂粒侵蚀率密度分布,砂粒越聚集对叶片的侵蚀作用越大,侵蚀的区域也越大。可以看出,受侵蚀区域占据了支板的大部分区



(a) 基准方案

(b) 优化方案

图8 中介机匣支板侵蚀对比

Fig.8 Comparison of erosion situations of intermediate casing struts

域,优化方案支板上部的侵蚀略有增加,间接表明优化方案中有更多的砂粒流向外涵。

5 结论

以某型涡扇发动机风扇及其中介机匣为研究对象,采用两相流仿真分析方法,开展了中介机匣分流环分离砂粒能力的研究,以及分流环优化设计和评估,主要结论如下:

(1) 对于原型中介机匣,进入内涵的砂尘比例与气流比例相当;

(2) 分流环优化方案在保证涵道比和总压恢复系数不降低的基础上,使进入内涵的砂粒总量减少约15.8%,优化措施取得了较好的效果,对中介机匣的工程设计具有一定的指导意义。

参考文献:

[1] HAMED A, TABAKOFF W C, WENGLARZ R V. Erosion and deposition in turbomachinery[J]. Journal

of Propulsion and Power, 2012, 22(2): 350-360.

- [2] 何光宇,李应红,柴艳,等. 航空发动机压气机叶片砂尘冲蚀防护涂层关键问题综述[J]. 航空学报, 2015, 36(6): 1733-1743.
- [3] GHENAIET A, TAN S C, ELDER R L. Particle trajectories through an axial fan and performance degradation due to sand ingestion[R]. ASME 2001-GT-0497, 2001.
- [4] 徐倩楠,胡峰,肖友洪,等. 航空发动机进气及叶栅通道内砂粒动力学特性分析[J]. 航空动力学报, 2021, 36(8): 1776-1782.
- [5] 孙海鸥,王萌,王忠义,等. 轴流压气机气固两相流及磨损特性数值模拟[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2018, 39(2): 310-316.
- [6] DUNN M G, PADOVA C, MOLLER J E, et al. Performance deterioration of a turbofan and a turbojet engine upon exposure to a dust environment[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1987, 109(3): 336-343.
- [7] 张建华. 涡轴发动机进气粒子分离器的发展[C]//中国航空学会第七届动力年会论文摘要集. 贵阳: 2010.
- [8] 李洁琼. 粒子分离器性能研究与排砂引射器优选设计[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2016.
- [9] 况开鑫. 整体式进气粒子分离器特性研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012.
- [10] 中国人民解放军总装备部. 航空涡轮喷气和涡轮风扇发动机通用规范[S]. GJB 241A-2010, 2010.
- [11] 国防科学技术工业委员会. 航空涡喷涡扇发动机吞砂试验要求[S]. GJB 2026-94, 1994.
- [12] GHENAIET A. Study of sand particle trajectories and erosion into the first compression stage of a turbofan[J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(5): 051025.

机动载荷作用下航空发动机机匣结构对叶尖间隙的影响分析

贾思维^{1,2}, 姚利盼², 裴会平², 赵胜丰², 唐晓峰³

(1. 江苏大学 流体机械工程技术研究中心, 江苏 镇江 212013; 2. 中国科学院 工程热物理研究所, 北京 100190; 3. 中国航发四川燃气涡轮研究院, 成都 610599)

摘要: 针对机动载荷作用下航空发动机压气机叶尖间隙变化不均匀问题, 开展了机动载荷作用下结构因素对叶尖径向间隙的影响研究。以小涵道比涡扇发动机为对象, 建立计算模型, 通过有限元数值模拟, 得到航空发动机压气机机匣和中介机匣在机动载荷作用下对高压压气机叶尖间隙的影响规律。结果表明, 采用双层机匣结构能够增加压气机的纵向刚度, 减小压气机在法向过载和陀螺力矩作用下的椭圆变形和转静子偏心, 使得叶尖间隙变化更为均匀。增加中介机匣的刚性, 可以减小压气机内层机匣在法向过载作用下的非对称变形, 从而改善压气机叶尖工作间隙特性。机匣结构对压气机叶尖间隙在机动载荷作用下的影响较为显著, 通过对机匣结构的改进, 可获得0.41%~0.64%的工作间隙减小收益。

关键词: 航空发动机; 机动载荷; 高压压气机; 叶尖间隙; 双层机匣; 相对椭圆度

中图分类号: V231.1 文献标识码: A 文章编号: 1672-2620(2024)04-0023-09

DOI: 10.3724/j.GTER.20240036

Influence of aero-engine casing structure on tip clearance under maneuvering load

JIA Siwei^{1, 2}, YAO Lipan², PEI Huiping², ZHAO Shengfeng², TANG Xiaofeng³

(1. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China; 2. Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China; 3. AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Chengdu 610599, China)

Abstract: To solve the problem of uneven tip clearance variation in aero-engine compressor under maneuvering load, the influence of structural factors on tip radial clearance under maneuvering load was studied. Taking a small bypass ratio turbofan aero engine as an object, a computational model was established. Through finite element numerical simulation, the influence law of aero-engine compressor casing, and intermediate casing on the tip clearance of a high-pressure compressor under maneuvering load was obtained. The results show that the double-layer casing structure can increase the longitudinal stiffness of the compressor, reduce the elliptical deformation and eccentricity of the compressor under normal overload and gyroscopic moment, thus make the tip clearance change more uniform. Increasing the rigidity of the intermediate casing can reduce the asymmetric deformation of the inner compressor casing under normal overload, to improve the working characteristics of the compressor tip clearance. The influence of aero-engine casing structure on compressor tip clearance under maneuvering load is significant. By improving the casing structure, 0.41%–0.64% of working clearance reduction benefits can be obtained.

Key words: aero-engine; maneuvering load; high pressure compressor; tip clearance; double casing; relative ovality

收稿日期: 2023-03-29

基金项目: 航空发动机及燃气轮机基础科研项目(J2019-II-0004-0024)

作者简介: 贾思维(1996-), 男, 山西阳泉人, 硕士, 主要从事压气机叶尖间隙研究。

1 引言

高效率、高可靠性和高推重比是先进航空发动机的追求目标^[1]。要实现这一目标,仅靠通过气动改进设计提升发动机性能的方式有限,需要结合结构设计来进一步提升压气机性能^[2]。研究表明,叶尖间隙对压气机的稳定运行和效率有很大影响^[3]。在循环载荷中,由于空气动力学和强度要求决定了转子的几何结构,因此叶尖间隙控制主要依靠机匣的结构设计,其结构设计直接决定了压气机的工作效率和可靠性^[4-5]。发动机叶尖径向间隙随飞行状态的变化而变化,在机动飞行时,机匣的非对称变形导致的叶尖间隙变化常常威胁着飞机的安全运行。

为减小压气机的叶尖间隙,国内外学者在发动机机匣的结构设计方面开展了大量研究。贾丙辉等^[6]建立了以转速、压气机进出口压力和温度、涡轮进出口压力和温度为设计变量的数学模型,分离影响间隙变化的主要变量,将不同因素引起的间隙变化量进行线性叠加。陈光^[7]对EJ200发动机进行了研究,其高压压气机第4、5级采用双层机匣,能够增加机匣的纵向刚性,减小叶尖间隙的不良影响。李惠莲和曹铁男^[8]在双层机匣的中间级设置引气通道,将压气机中间级的气流引入双层机匣的集气腔,用于控制后面级机匣的径向变形。ROCKEL等^[9]在双层机匣中使用辅助结构,抑制内机匣的径向膨胀行为,可以使相对叶尖间隙减小2%,提升压气机性能和喘振裕度。SCHMIDT等^[10]开发了一种初步的轴流压气机机匣设计方法,通过调整法兰结构来减小叶尖间隙。离心载荷和热载荷等轴对称载荷对间隙的影响很重要,但机动载荷对间隙的影响同样不容忽视。非对称的间隙变化会造成碰磨、气流激振等故障。郝杰^[11]研究发现压气机后段叶尖间隙不均匀,会引起喘振裕度不足,直接诱发第三类喘振。高琨等^[12]从实际出发模拟机动载荷的作用方式和特点,重点分析了机动载荷对关键部位的影响,总结了机动载荷对叶尖间隙的影响规律。

本文在已开展研究工作的基础上,从实际出发模拟机动载荷的作用方式和特点,以某典型小涵道比涡扇发动机为研究对象,建立计算模型,分析机动载荷作用下不同航空发动机机匣结构对高压压气机叶尖径向间隙的影响。

2 载荷分析

航空发动机高压压气机叶尖径向间隙变化是由于发动机不同载荷而导致的静子部件和转子部件的位移或变形引起的。载荷分为发动机载荷和飞行载荷2类。发动机载荷包括离心载荷、热载荷、气动载荷和推力载荷等;飞行载荷包括法向过载和陀螺力矩等机动载荷。发动机载荷可产生轴对称和非对称的间隙变化,机动载荷则主要产生非对称间隙变化。文中主要研究陀螺力矩和法向过载等机动载荷对高压压气机叶尖径向间隙的影响。

2.1 机动载荷计算

为进行发动机在典型机动工况下的有限元变形分析,需对发动机所受的机动载荷进行初步计算。飞机的不等速直线飞行或曲线飞行,会在发动机上产生陀螺力矩和法向过载。

(1) 陀螺力矩计算

飞机在机动飞行时,以角速度 Ω 旋转,如发动机转子的角速度为 ω ,转子上有作用力矩(外力矩),则静子机匣上有陀螺力矩 M_G ,两者大小相等,但方向相反^[13]。当 Ω 与 ω 的方向成 90° 时,陀螺力矩值最大,有:

$$M_G = J_0 \omega \Omega \quad (1)$$

式中: J_0 为发动机转子对旋转轴线的转动惯量。

陀螺力矩的方向根据 ω 与 Ω 的方向确定。如用右螺旋矢量表示 ω 与 Ω 的方向,则陀螺力矩作用在 ω 与 Ω 个矢量组成的平面内,力矩的方向为使 ω 矢量转到 Ω 矢量的方向,见图1。本文的研究对象为典型战斗机发动机,根据文献[14]中规定, Ω 按 3.5 rad/s 计算转子陀螺力矩。在静子机匣模型上,直接加载由转子陀螺力矩引起的支点支反力,进行机匣变形计算。

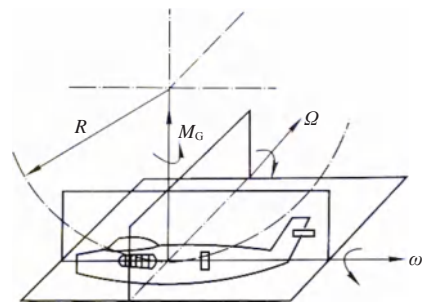


图1 陀螺力矩方向

Fig.1 Gyro moment direction

(2) 法向过载计算

法向过载 F 是指机体结构在各种高速剧烈的机动动作时所能承受的最大法向加速度^[15]。法向过载作用在质心处,方向垂直于飞机轴线,其计算公式为:

$$F = nmg \tag{2}$$

式中: n 为过载系数,表示飞机或飞机零部件的质量惯性力与飞机或零部件重力之比; m 为飞机质量; g 为重力加速度。

n 是飞机飞行加速度的一种表示形式,其取决于飞机的强度规范。飞机从俯冲拉起时的过载系数最大。对于运输机和战斗机,最大过载取 $8g$;而对于轰炸机, n 约等于3。对于本文的研究对象,法向过载系数取 $8g$,采用ANSYS软件直接进行有限元求解。

3 有限元模型与边界条件

3.1 有限元模型

典型航空发动机静子件主要包括进气机匣、风扇机匣、中介机匣、外涵机匣、高压压气机机匣、燃烧室机匣、涡轮机匣、静子叶片、加力燃烧室、尾喷管、支承系统和外部及附件等。为保证数值模拟的准确性,将建立三维航空发动机静子模型。为节约计算资源,对模型进行简化处理,采用薄壁圆筒模拟各部分机匣,采用支板等特征结构模拟承力框架,用质量单元代替静子叶片、外部管路附件等其他静子件。静子模型总质量与真实发动机保持一致。为降低模拟复杂度,假定转子为刚性体,转子所受载荷将以力的形式直接施加在各支点上。

分析采用2种坐标系,分别用于求解计算和径向变形结果分析。一种为直角坐标系,以发动机轴线为 x 轴,顺气流方向为正, y 向为水平方向, z 向为竖直方向,如图2所示。另一种为柱坐标系,以发动机

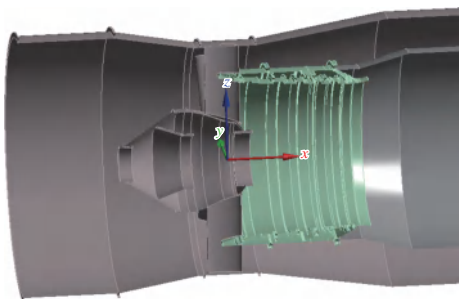


图2 直角坐标系

轴线为 z 轴,顺气流方向为正, y 向为沿发动机圆周方向, x 向为发动机径向,如图3所示。

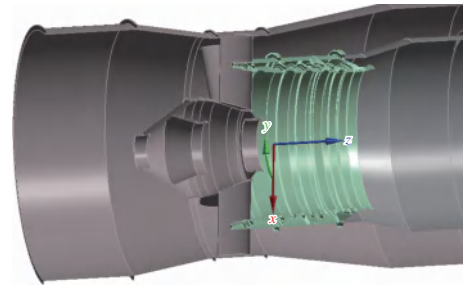


图3 柱坐标系

Fig.3 Cylindrical coordinate system

3.2 边界条件

航空发动机安装节有不同的设置方式,本文模拟的主、辅安装节采用图4所示的方式。主安装节设置在中介机匣外壁水平两侧,在直角坐标系下,顺气流方向看,轴线左侧安装节施加 x 、 y 、 z 方向的位移约束,轴线右侧安装节施加 x 、 z 方向的位移约束。在加力燃烧室机匣单侧设置辅助安装节,施加 z 方向的位移约束。

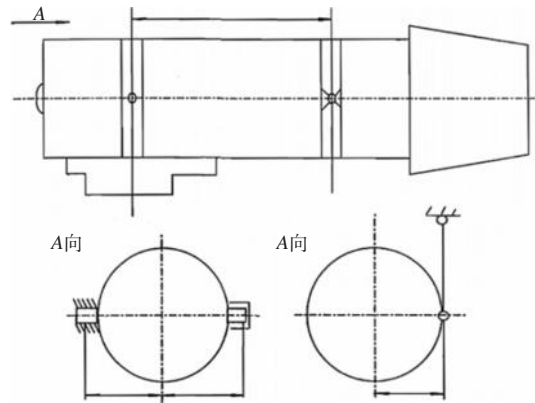


图4 安装节设置示意图

Fig.4 Mounting setup diagram

对于法向过载的模拟,在整个模型上施加 $8g$ 的法向过载加速度,在支点上施加转子法向过载作用力。对于陀螺力矩的模拟,直接在支点上施加转子在 3.5 rad/s 角速度作用下的支点作用力。有限元模型如图5所示。

3.3 网格无关性验证

为了确定合适的网格数,对5种规模的网格模型进行分析,网格数量与最大径向变形的相关性见图6。从计算结果看,当网格数达到40万时,增加50%



图5 静子有限元模型

Fig.5 Finite element model of stator

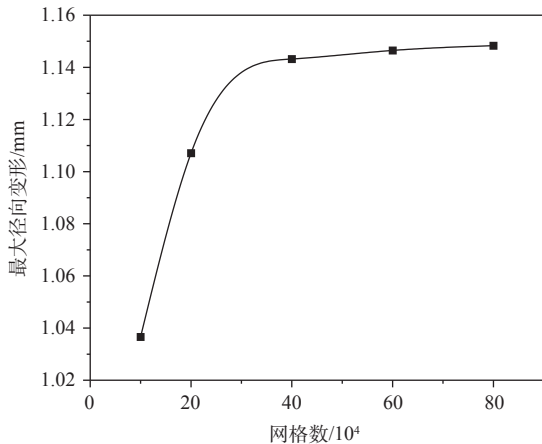


图6 网格无关性验证

Fig.6 Grid independence verification

和100%的网格量,最大径向变形变化分别为0.06%和0.11%,再增加网格数量对径向变形影响不大,据此可以认为40万网格数适当。为保证计算的准确性,对高压压气机双层机匣网格进行加密,其他机匣可以适当增大网格尺寸,以减小网格数量来降低计算量^[1]。对模型划分网格,采用ANSYS Solid 187的10节点四面体网格,单元总数为408 733,节点总数为858 275。

4 机动载荷作用下高压压气机机匣变形分析

重点分析机动载荷作用下,高压压气机机匣结构和中介机匣刚度等结构因素对高压压气机流道机匣的变形影响,为降低高压压气机机匣径向变形、减小相对椭圆度和转静子相对偏心量、控制叶尖间隙变化提供参考。

根据计算结果,可得到压气机各级的最大径向变形量 ΔR_1 和最小径向变形量 ΔR_2 ,定义机匣圆周方向的相对椭圆度 ϕ 为:

$$\phi = \frac{\Delta R_1 - \Delta R_2}{R} \times 100\% \quad (3)$$

式中: R 为机匣未变形前内径。

转静子相对偏心量表示在发生机动变形时,机

匣中心相对转子中心的径向位移。文中假定转子为刚性体,仅随支点偏转而未发生弯曲变形。

4.1 高压压气机机匣结构对机匣变形的影响

研究对象为某型小涵道比双转子涡扇发动机,其高压压气机采用全长双层机匣结构,可以减小发动机在承受过大机动载荷时对叶尖间隙的不良影响。第4、5级内机匣采用三角形结构,增加缩腰处的刚性。压气机外层机匣作为承力结构,传递轴向力和扭矩,能够降低内机匣变形。

为分析双层机匣在控制叶尖间隙方面的优势,分别计算了该发动机压气机采用单层机匣和双层机匣结构形式时,各级转子叶尖对应机匣处的径向变形,并对比分析了各级机匣变形时的相对椭圆度和转静子相对偏心量。

图7为在法向过载和陀螺力矩作用下的机匣变形云图。图8给出了单、双层机匣径向变形对比,图中横坐标1~5为压气机级数。可见,相比于单层机匣,双层机匣结构能明显减小高压压气机后面级机匣的径向变形(径向变形是指控制体系内一给定部件在某一时刻的轴心距离(即某处点到轴心的距离)与另一时刻的轴心距离之间的差值)。将单层机匣改为双层机匣后,陀螺力矩作用下径向变形最大减小24.8%,法向过载作用下径向变形最大减小28.4%。同时,法向过载作用下双层机匣结构的机匣的变形量相比于陀螺力矩作用下更大,说明法向过载对机匣变形的作用效果更加明显。

为分析机匣变形对叶尖径向间隙的影响,对比了不同结构形式的各级转子对应机匣的相对椭圆度和转静子偏心量,分别如图9和图10所示。可以看出,在陀螺力矩作用下,单、双层机匣的相对椭圆度变化不大;但相比于单层机匣,双层机匣结构可以明显减小高压压气机后面级的转静子偏心量,最大可由0.19 mm减小至0.08 mm。在法向过载作用下,双层机匣的相对椭圆度和转静子偏心量相比于单层机匣均有明显改善。高压压气机后面级机匣由单层改成双层后,在法向过载作用下,机匣的相对椭圆度最大减小35.3%,转静子偏心量最大可由0.22 mm减小至0.07 mm。这是因为双层机匣结构的外机匣直径增大,增加了机匣的刚性,用来传递主要机匣载荷,减小了内层机匣的承力,内层机匣则主要承担流道功能;同时,第4、5级内机匣采用三角形结构,进一步减小了内层机匣的变形。

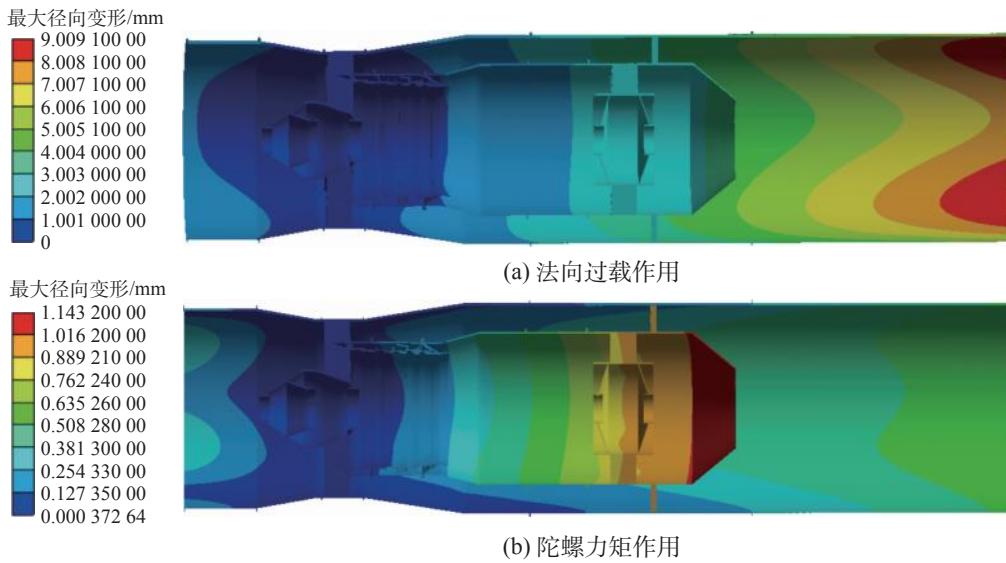


图7 机动载荷作用下的机匣变形云图

Fig.7 Casing deformation nephogram under maneuvering loads

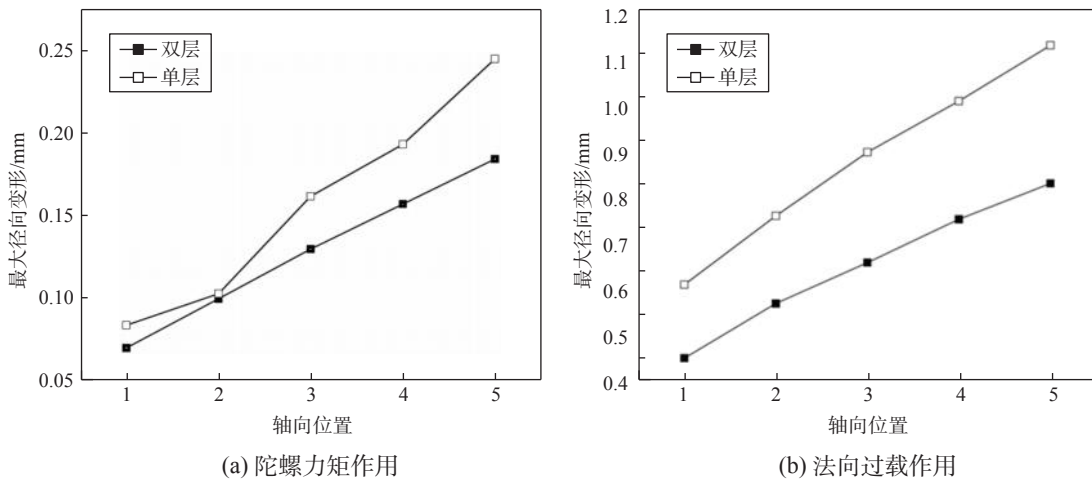


图8 机动载荷作用下的单、双层机匣径向变形对比

Fig.8 Comparison of radial deformation between single and double casing under maneuvering loads

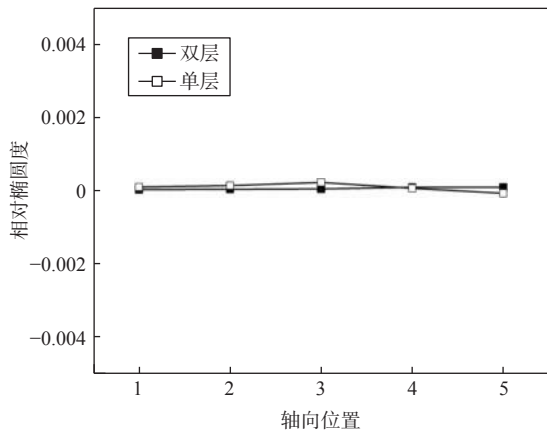
为进一步探究不同双层机匣结构的影响,尝试改变双层机匣的内外层连接结构,分析不同连接结构对高压压气机叶尖间隙的影响。图11示出了2种不同连接类型的双层机匣结构。

图12示出了陀螺力矩和法向过载作用下不同连接类型双层机匣结构高压压气机机匣的变形效果。可以看出,在陀螺力矩作用下,高压压气机双层机匣内外层的连接结构对高压压气机机匣的相对椭圆度和转静子偏心影响较小;但在法向过载作用下,相比于刚性连接,柔性连接能使高压压气机机匣的相对椭圆度和转静子偏心最大减小约15.3%。这是因为在法向过载作用下,高压压气机机匣发生弯曲变形,

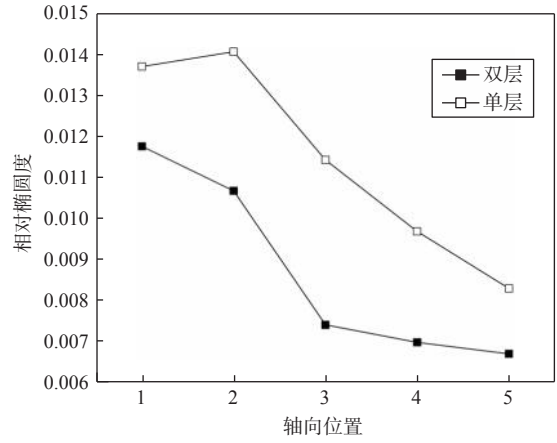
柔性连接结构减少了由外层机匣向内层机匣传递的变形。

4.2 中介机匣刚度对机匣变形的影响

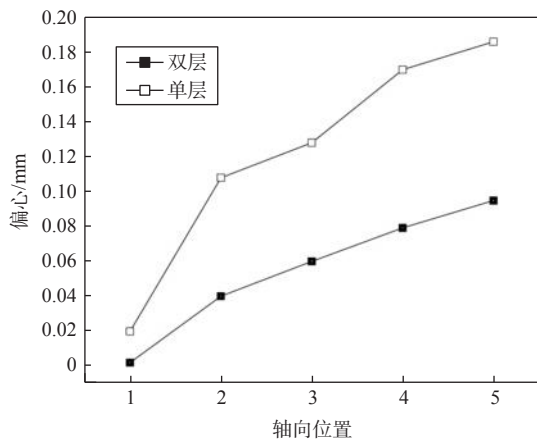
对比分析了不同中介机匣刚度(不同材料和不同结构)对机匣变形的影响。图13为带加强筋中介机匣结构示意图,图14示出了陀螺力矩和法向过载作用下不同中介机匣刚度高压压气机机匣的变形效果。可以看出,陀螺力矩作用下中介机匣刚度对高压压气机机匣的变形影响很小;而法向过载作用下中介机匣刚度对高压压气机机匣的变形影响明显,其相对椭圆度和转静子偏心量可减小0.04~0.07 mm。由图15中的法向过载作用下的机匣变形可以看出,



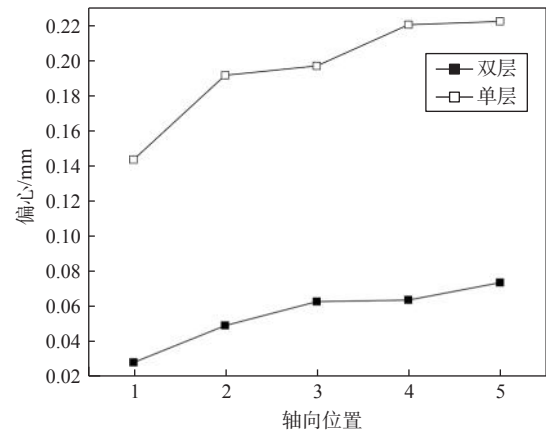
(a) 相对椭圆度



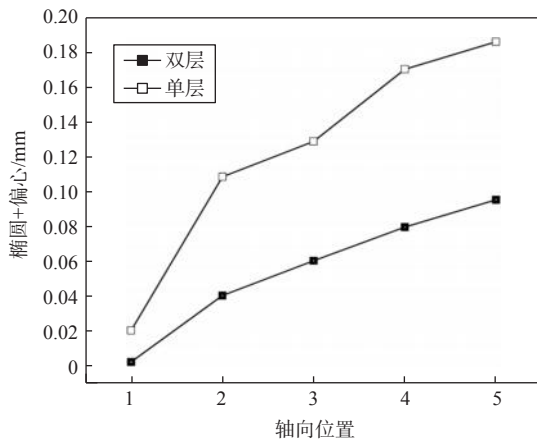
(a) 相对椭圆度



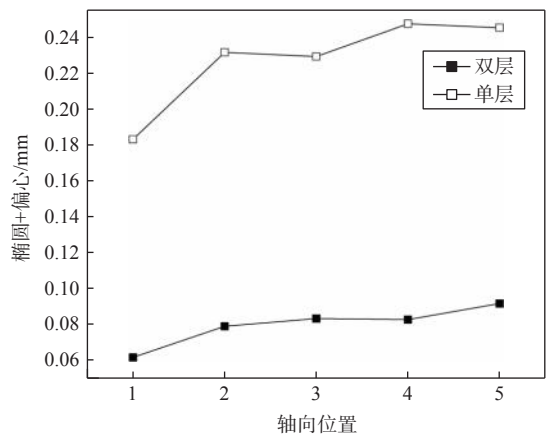
(b) 转静子偏心率



(b) 转静子偏心率



(c) 相对椭圆度+转静子偏心率



(c) 相对椭圆度+转静子偏心率

图9 陀螺力矩作用下机匣变形对叶尖径向间隙的影响
Fig.9 Influence of casing deformation on blade tip radial clearance under gyroscopic moment

图10 法向过载作用下机匣变形对叶尖径向间隙的影响
Fig.10 Influence of casing deformation on blade tip radial clearance under normal overload

在法向过载作用下,受安装约束影响,外涵机匣产生了较大的椭圆变形,并通过内外涵机匣的连接结构造成内涵机匣弯曲,增强中介机匣刚性会在一定程度上缓解外涵机匣的椭圆变形,从而减弱对内涵机匣变形的影响。在陀螺力矩作用下,支点作用力

由内层承力框架传递至外涵机匣,因此外涵变形几乎不影响内涵机匣。

5 叶尖间隙影响评估

研究表明,叶尖间隙每增加叶片高度的1.0%,

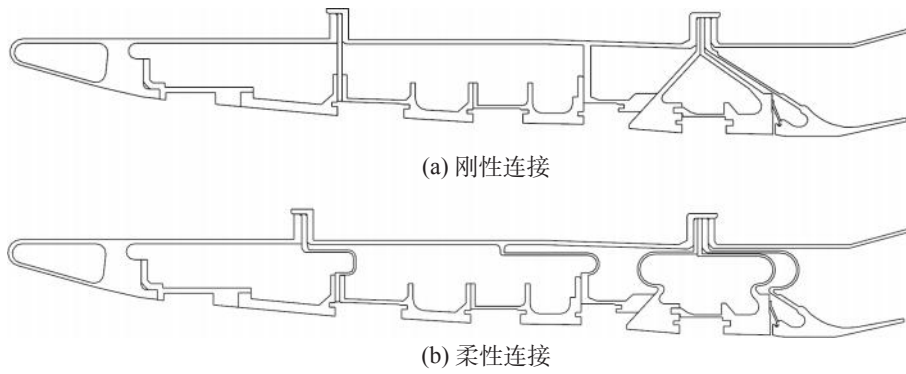


图11 不同连接类型的双层机匣结构

Fig.11 Different types of double casing structures

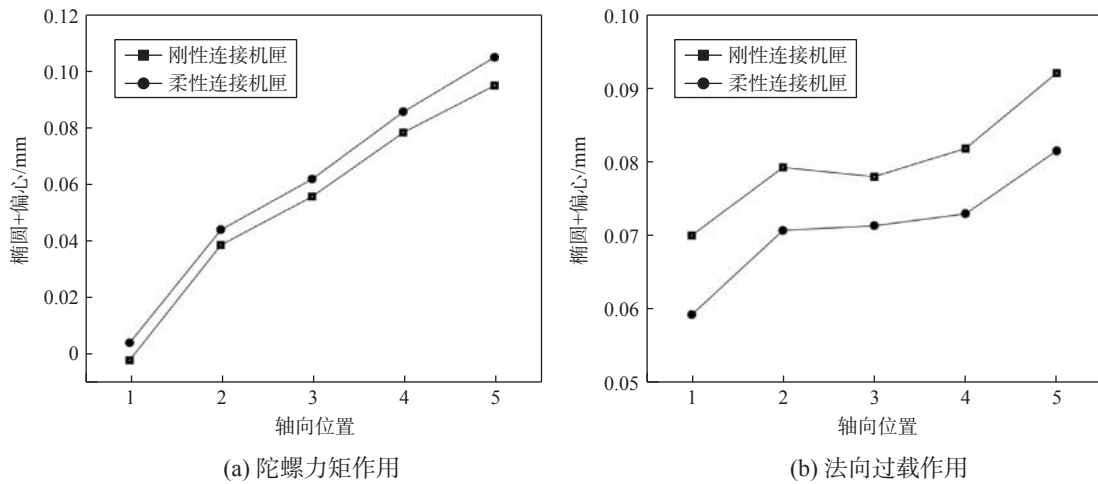


图12 机动载荷作用下不同类型双层机匣结构高压压气机机匣的变形

Fig.12 Deformation of HPC casing for different types of double casing structures under maneuvering loads

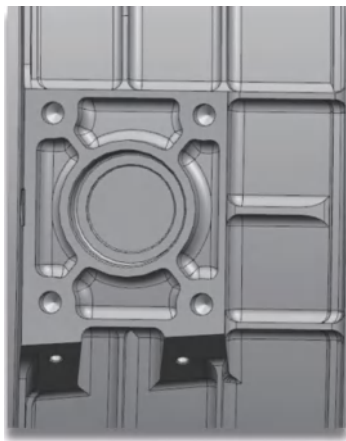


图13 带加强筋中介机匣结构示意图

Fig.13 Structure details of the intermediate casing with reinforced ribs

压气机效率约降低1.5%,质量流量约减小1.0%^[16]。为量化评估各级叶尖间隙对压气机性能的综合影响,一般通过统计和计算叶尖间隙占叶片高度的比

例(*RMS*)进行评估,该值越小,表明压气机工作时所需的叶尖工作间隙越小,对性能越有利。量化间隙评估计算公式见式(4)。

$$RMS = \sqrt{\frac{\sum_1^q \left(\frac{\Delta}{h}\right)^2}{q}} \quad (4)$$

式中: Δ 为叶尖间隙, h 为通道高度, q 为级数。

机匣变形时,其椭圆变形和转静子偏心直接影响压气机叶尖径向间隙,将这两部分变形量计入计算*RMS*,得出各种结构对叶尖间隙的综合影响,如图16所示。从计算结果可知,高压压气机机匣结构形式的选取对压气机叶尖径向间隙的影响最为显著,将单层结构改为双层结构后,工作间隙可减小0.41%。此外,中介机匣刚度、外涵机匣刚度也会对机动载荷作用下的叶尖间隙变化产生显著影响,通过改善中介机匣刚度,可分别获得0.58%和0.64%的间隙收益。

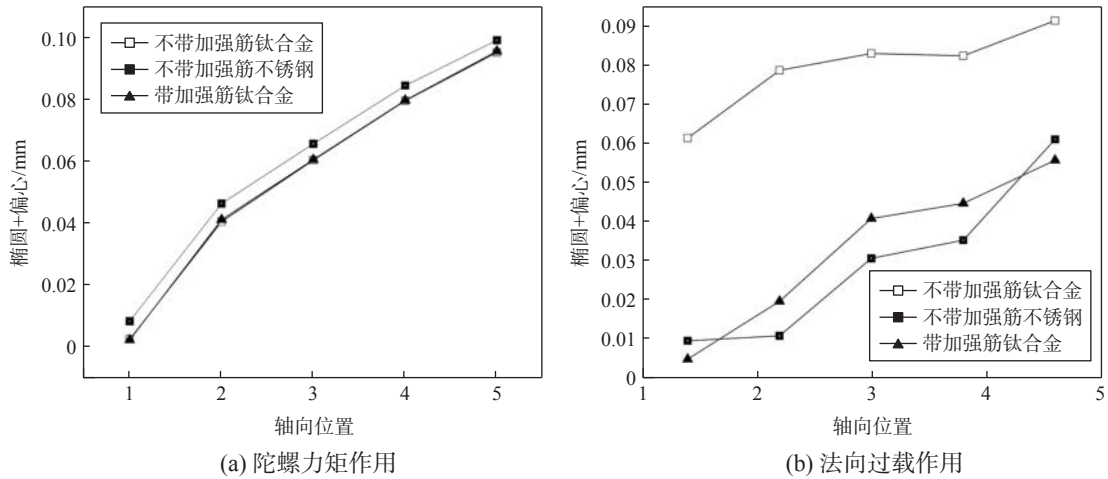


图14 机动载荷作用下不同中介机匣刚度高压压气机机匣的变形

Fig.14 Deformation of HPC casing with different intermediate casing rigidity under maneuvering loads

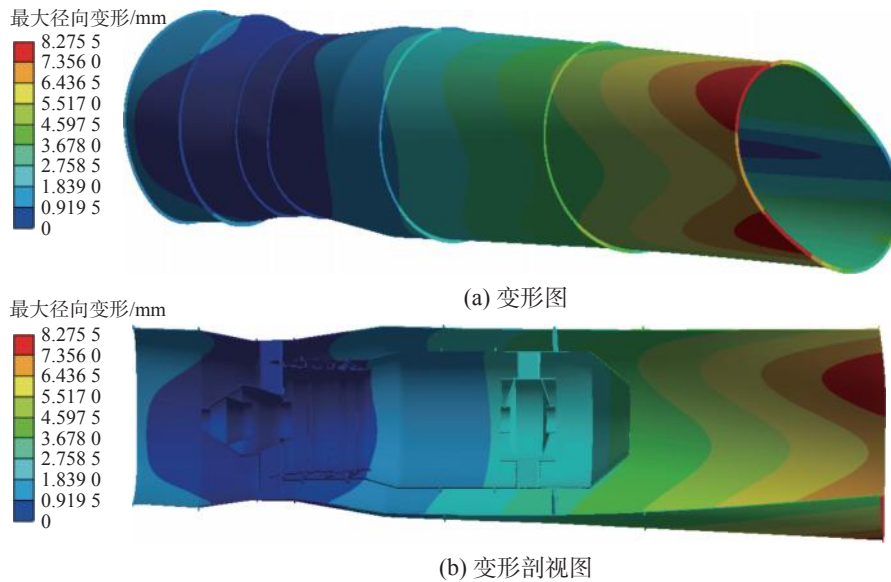


图15 法向过载作用下的机匣变形云图(增加中介机匣刚度)

Fig.15 Nephogram of casing deformation under normal overload (Increase the stiffness of the intermediate casing)

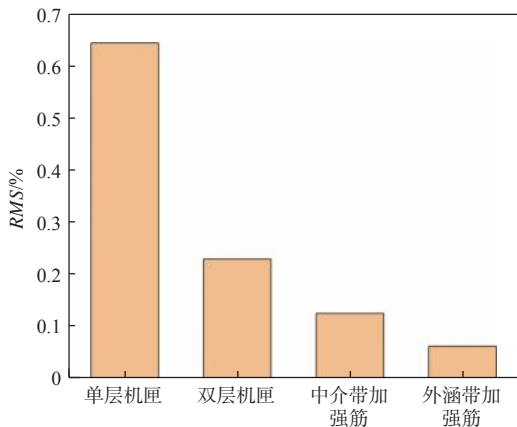


图16 不同结构对压气机叶尖径向间隙RMS的影响

Fig.16 Effect of different structures on RMS of compressor blade tip radial clearance

6 结论

通过有限元数值模拟,对小涵道比涡扇发动机在机动载荷作用下的叶尖径向间隙的变化规律和特点进行了研究,主要结论为:

(1) 双层机匣能够增强发动机的纵向刚性,在陀螺力矩和法向过载作用下,相比单层机匣均能有效减少机匣的径向位移、降低机匣椭圆度和减小偏心量,使转静子变形更协调,叶尖间隙变化更合理。

(2) 中介机匣刚性主要影响法向过载作用下的高压压气机叶尖间隙变化,对陀螺力矩作用下的影响不明显,增加中介机匣刚性有利于控制高压压气机径向间隙。

(3) 通过压气机双层机匣和中介机匣结构改进设计,可使得高压压气机径向叶尖间隙减小0.41%~0.64%,从而提高高压压气机气动性能。

(4) 本文仅通过少量算例对不同机匣结构对间隙变化的影响趋势和基本规律进行了研究,计算结果可为工程设计提供参考,实际设计时,可以以间隙改善为优化目标、对各机匣结构进行更为精细的改进设计,实现最优工作间隙。

参考文献:

- [1] 胡延青,申秀丽. 航空发动机叶尖径向间隙研究进展综述[J]. 航空发动机,2014,40(1):60-67.
- [2] 漆文凯,陈伟. 某型航空发动机高压涡轮叶尖间隙数值分析[J]. 南京航空航天大学学报,2003,35(1):63-67.
- [3] 叶林青. 基于温度和转速的高压涡轮叶尖间隙瞬态响应研究[D]. 四川广汉:中国民用航空飞行学院,2020.
- [4] 马双超. 航空发动机机匣模型确认与动力学特性研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2012.
- [5] PADOVA C,DUNN M G,BARTON J,et al. Casing treatment and blade-tip configuration effects on controlled gas turbine blade tip/shroud rubs at engine conditions [J]. Journal of Turbomachinery,2011,133(1):011016.
- [6] 贾丙辉,张小栋,彭凯. 机动飞行下的涡轮叶尖间隙动态变化规律[J]. 航空动力学报,2011,26(12):2757-2764.
- [7] 陈光. EJ200发动机高压压气机结构设计改进[J]. 航空发动机,2004,30(2):1-4.
- [8] 李惠莲,曹铁男. 一种双层机匣结构压气机及其具有的航空发动机:CN106194846A[P]. 2016-12-07.
- [9] ROCKEL D,WEIHARD S,HACHMANN A,et al. Numerical investigation of an additively manufactured compressor casing: The effect of auxetic structures on the tip clearances[R]. ASME GT2013-95736,2013.
- [10] SCHMIDT T,GÜMMER V,KONLE M. Potential of surrogate modelling in compressor casing design focussing on rapid tip clearance assessments[J]. The Aeronautical Journal,2021,125(1291):1587-1610.
- [11] 郝杰. 民用航空发动机喘振问题研究—普惠PW4000-94英寸发动机第三类喘振最终解决措施[C]//第十五届中国科协年会第13分会场:航空发动机设计、制造与应用技术研讨会论文集. 贵阳:2013.
- [12] 高琨,申秀丽,薛园园,等. 机动载荷对核心机叶尖间隙的影响初探[J]. 航空动力学报,2018,33(9):2205-2218.
- [13] 刘长福,邓明. 航空发动机结构分析[M]. 西安:西北工业大学出版社,2006.
- [14] 王通北,陈美英. 谈国军标GJB241-87中的外部作用力和陀螺力矩[J]. 航空发动机,1998,24(2):25-31,15.
- [15] 《航空发动机设计手册》编委会. 航空发动机设计手册:第17册载荷及机匣承力件强度分析[M]. 北京:航空工业出版社,2001.
- [16] BOYER K M,O' BRIEN W F. An improved streamline curvature approach for off-design analysis of transonic axial compression systems[J]. Journal of Turbomachinery,2003,125(3):475-481.

进气加温条件下考虑变比热影响的 压气机性能计算方法

高杰, 冯飞, 赵汝彬, 王彪, 吴森林
(中国航发四川燃气涡轮研究院, 四川 绵阳 621000)

摘要: 围绕进气加温环境中的压气机性能评定问题, 推导了考虑变比热影响的压气机性能参数及其不确定度计算方法, 分析了变比热对压气机性能参数的影响趋势, 并以压气机试验数据为对象进行验证。结果表明, 与定比热相比, 变比热计算的质量流量偏差随进口温度、流动马赫数增大而增大。均温法和积分法计算的温升效率较为接近, 均较定值法偏小。随着压气机进气总温、总压比升高, 均温法与积分法计算的温升效率偏差进一步扩大, 同时两种方法计算的温升效率差异逐渐凸显, 且均温法获取的温升效率偏低。

关键词: 压气机; 变比热; 温升效率; 进气加温; 质量流量; 航空发动机

中图分类号: V231.3 文献标识码: A 文章编号: 1672-2620(2024)04-0032-09

DOI: 10.3724/j.GTER.20240037

Compressor performance calculation method considering the influence of variable specific heat under inlet heating condition

GAO Jie, FENG Fei, ZHAO Rubin, WANG Biao, WU Senlin
(AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Mianyang 621000, China)

Abstract: Based on the evaluation of compressor performance in the air inlet heating environment, the calculation method of compressor performance parameters and their uncertainty considering the influence of variable specific heat was derived, which was used to analyze the influence of variable specific heat on compressor performance. And compressor test data were verified. The results show that, compared with constant specific heat, the mass flow deviation calculated by variable specific heat increases with the increasing of inlet temperature and flow Mach number. The temperature rise efficiency calculated by mean temperature and integral method is similar, and both are lower than that of the constant specific method. With the increasing of compressor inlet temperature and total pressure ratio, the deviation of temperature rise efficiency obtained by the mean temperature method and integral method increases. Meanwhile, the difference in the temperature rise efficiency with the two methods gradually becomes apparent, and the temperature rise efficiency with the mean temperature method is lower.

Key words: compressor; variable specific heat; temperature rise efficiency; inlet heating; mass flow; aero-engine

1 引言

压气机作为航空发动机的一个核心部件, 其性能优劣直接关系到发动机的性能好坏, 对发动机耗油率、推力等核心技术指标有显著影响^[1]。长期以来, 试验领域广泛采用常温环境下的模化试验验证压气机气动性能设计指标。随着对航空发动机研制

工作的不断推进, 试验范围逐步由传统常温环境向更真实的加温环境下的压气机性能试验科目过渡^[2]。加温环境下空气比热容比随温度变化的变比热影响问题将逐步凸显, 直接影响压气机性能试验结果的评判。

国内外围绕压气机性能评定开展了大量研究工

作,尤其集中在效率评定方面。如ABERNETHY^[3]、BRUN^[4]、BETTOCCHI^[5]等针对压气机试验中的温升效率准确测量问题开展了误差分析工作。马宏伟^[6]、杨荣菲^[7]等就内置接触式探针对压气机效率影响问题开展了大量数值模拟和试验研究工作。向宏辉团队^[8-10]针对低压比小温升效率评定问题开展了反串测温方法的试验研究工作,并对扭矩效率的影响因素开展了分析工作。马宏伟^[11]、高杰^[12]等针对压气机效率测量开展了不确定度分析工作。郭昕^[13]、崔济亚^[14]等研究了空气湿度、变比热容等气体参数变化对温升效率影响的修正问题。

随着压气机性能试验趋向真实环境模型,需进一步考虑进气加温环境下压气机性能评定问题。本文在现有研究的基础上,进一步推导了考虑变比热影响的压气机性能参数及其不确定度的计算方法,并分析了进气温度变化对压气机性能的影响。

2 计算方法

2.1 比热容比计算方法

根据热力学理论,空气物理特性随温度变化而变化,即空气比热容比 γ 和比定压热容 c_p 均为随温度变化的函数。《航空燃气涡轮发动机压气机气动性能试验方法》(HB 7115-2020)^[15](简称航标)中明确列出了比热容比随温度变化的拟合计算公式。在空气温度为242~1 000 K的范围内, γ 可按式(1)计算:

$$\gamma = \frac{B_1 + 2B_2T + 3B_3T^2 + 4B_4T^3 + 5B_5T^4}{B_1 - 1.98726 + 2B_2T + 3B_3T^2 + 4B_4T^3 + 5B_5T^4} \quad (1)$$

式中: T 为温度,K; B_i 为多项式的系数, $i=1\sim 5$,各系数数值见表1。

表1 γ 多项式系数

Table 1 Coefficients with γ polynomial

系数	值
B_1	$0.728\ 067\ 30 \times 10^1$
B_2	$-0.143\ 414\ 81 \times 10^{-2}$
B_3	$0.234\ 829\ 26 \times 10^{-5}$
B_4	$-0.104\ 841\ 29 \times 10^{-8}$
B_5	$0.124\ 290\ 40 \times 10^{-12}$

2.2 性能参数计算方法

从压气机性能参数计算公式可知,空气变比热问题主要影响质量流量和温升效率2个参数,因此本文探讨内容将不涉及总压比。

2.2.1 质量流量计算方法

质量流量按下式计算:

$$W_{a,c} = K_w \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} A \frac{p_{t,0}}{\sqrt{T_{t,0}}} \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \left(\frac{\gamma+1}{\gamma-1} \right)^{\frac{1}{2}} \left[\left(\frac{p_{s,0}}{p_{t,0}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{s,0}}{p_{t,0}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

式中: $W_{a,c}$ 为流量管质量空气流量,kg/s; K_w 为流量管附面层堵塞修正系数; R 为气体常数,J/(kg·K); A 为流量管测量截面面积,m²; $p_{t,0}$ 为流量管测量截面总压,Pa; $p_{s,0}$ 为流量管测量截面静压,Pa; $T_{t,0}$ 为流量管测量截面总温,K。

常温条件下的质量流量测量,忽略温度变化对空气物理特性参数的影响, $\gamma=1.4$ 。进气加温条件下的质量流量测量, γ 按式(1)计算,进一步代入式(2)计算可得进气加温条件下的空气质量流量。

2.2.2 温升效率计算方法

根据热力学理论,压气机内部气流压缩过程的等熵效率定义为理想等熵压缩功与实际压缩功之比:

$$\eta_s = \frac{L_{\text{等熵}}}{L_{\text{实际}}} = \frac{\int_{T_{t,\text{in}}}^{T_{t,\text{ex,s}}} c_p(T) dT}{\int_{T_{t,\text{in}}}^{T_{t,\text{ex}}} c_p(T) dT} \quad (3)$$

式中: η_s 为等熵效率; $L_{\text{等熵}}$ 为理想功,W; $L_{\text{实际}}$ 为实际功,W; $T_{t,\text{in}}$ 为压缩过程起始总温,K; $T_{t,\text{ex}}$ 为压缩过程终点总温,K; $T_{t,\text{ex,s}}$ 为等熵压缩过程终点总温,K。

当采用温升法计算压气机等熵效率时称为温升效率。根据计算过程的差异,分为定值法、均温法和积分法3种温升效率计算方法。

(1) 定值法

在大气吸气敞开式压气机气动性能试验中,由于进气温度为大气环境温度,压气机对气流压缩的全过程中气流温度较低,因此常忽略压气机压缩过程中空气比热容比随温度变化的影响,即认为全压缩过程中 $\gamma=1.4$ 。定值法温升效率按式(4)计算。

$$\eta_{t,c1} = \frac{T_{t,\text{in}} \left[\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{T_{t,\text{ex}} - T_{t,\text{in}}} \quad (4)$$

式中: $\eta_{t,c1}$ 为定值法计算的压气机温升效率; π_c 为压气机总压增压比。

(2) 均温法

航标中列出了以压气机进、出口温度的均值计算比热容比,并进一步计算温升效率的公式,见式(5)和式(6),以此近似修正压气机压缩做功过程中空气物理特性变化的影响。进一步代入式(4)中可得均温法温升效率。

$$T_{t,av} = (T_{t,in} + T_{t,ex}) / 2 \tag{5}$$

$$\gamma_{av} = \frac{B_1 + 2B_2 T_{t,av} + 3B_3 T_{t,av}^2}{B_1 + 2B_2 T_{t,av} + 3B_3 T_{t,av}^2} \rightarrow \leftarrow \frac{4B_4 T_{t,av}^3 + 5B_5 T_{t,av}^4}{4B_4 T_{t,av}^3 + 5B_5 T_{t,av}^4 - 1.98726} \tag{6}$$

$$\eta_{t,c2} = \frac{T_{t,in} \left[\pi_c^{\frac{\gamma_{av}-1}{\gamma_{av}}} - 1 \right]}{T_{t,ex} - T_{t,in}} \tag{7}$$

式中: $\eta_{t,c2}$ 为均温法计算的压气机温升效率; $T_{t,av}$ 为压气机进出口平均总温,K; γ_{av} 为压气机平均温度下的空气比热容比。

(3) 积分法

假设压气机工作过程中空气为理想气体,根据热力学熵增公式可得式(8)、式(9)。

$$ds = \frac{c_p}{T} dT - \frac{R}{p} dp \tag{8}$$

$$\eta_{t,c3} = \frac{D_1(T_{t,ex,s} - T_{t,in}) + D_2 \frac{T_{t,ex,s}^2 - T_{t,in}^2}{2} + D_3 \frac{T_{t,ex,s}^3 - T_{t,in}^3}{3} + D_4 \frac{T_{t,ex,s}^4 - T_{t,in}^4}{4} + D_5 \frac{T_{t,ex,s}^5 - T_{t,in}^5}{5}}{D_1(T_{t,ex} - T_{t,in}) + D_2 \frac{T_{t,ex}^2 - T_{t,in}^2}{2} + D_3 \frac{T_{t,ex}^3 - T_{t,in}^3}{3} + D_4 \frac{T_{t,ex}^4 - T_{t,in}^4}{4} + D_5 \frac{T_{t,ex}^5 - T_{t,in}^5}{5}} \tag{13}$$

式中: $\eta_{t,c3}$ 为积分法计算的压气机温升效率。

2.3 不确定度评定

2.3.1 质量流量不确定度

对式(2)两边取对数,展开可得式(14)。

$$\ln W_{a,c} = \ln K_w + \ln \left[\sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \right] + \ln A_0 + \ln p_{t,0} - \ln \sqrt{T_{t,0}} + \ln \left[\left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \right] + \ln \left[\left(\frac{\gamma+1}{\gamma-1} \right)^{\frac{1}{2}} \right] + \ln \left[\left[\left(\frac{p_{s,0}}{p_{t,0}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{s,0}}{p_{t,0}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]^{\frac{1}{2}} \right] \tag{14}$$

提取上式中 γ 相关项,令

$$\Delta s = \int_{T_{in}}^{T_{ex,s}} \frac{c_p}{T} dT - \int_{T_{in}}^{T_{ex,s}} \frac{R}{p} dp \tag{9}$$

式中: s 为熵,J/(kg·K); Δs 为熵增,J/(kg·K); p 为总压,Pa。

当气体压缩过程为等熵过程时, $\Delta s=0$,则可得式(10)。

$$\int_{T_{in}}^{T_{ex,s}} \frac{c_p}{T} dT = \int_{T_{in}}^{T_{ex,s}} \frac{R}{p} dp \tag{10}$$

根据理想气体 γ 与 c_p 之间的关联关系,可推导出 c_p 的拟合多项式,见式(11)。式中,各项系数见表2。

$$c_p = D_1 + D_2 T + D_3 T^2 + D_4 T^3 + D_5 T^4 \tag{11}$$

将式(11)代入式(10),展开可得与 $T_{t,ex,s}$ 相关的非线性多项关系式,见式(12)。

$$D_1 \ln \frac{T_{t,ex,s}}{T_{t,in}} + D_2 (T_{t,ex,s} - T_{t,in}) + \frac{1}{2} D_3 (T_{t,ex,s}^2 - T_{t,in}^2) + \frac{1}{3} D_4 (T_{t,ex,s}^3 - T_{t,in}^3) + \frac{1}{4} D_5 (T_{t,ex,s}^4 - T_{t,in}^4) = R \ln \pi_c \tag{12}$$

从数学角度分析,上式中 $T_{t,in}$ 、 R 、 π_c 以及 D_i 均为已知参数,仅 $T_{t,ex,s}$ 为未知数,即上式为一元多次非线性方程,结合数值分析知识,可采用牛顿迭代法进行求解。

已知 $T_{t,in}$ 、 $T_{t,ex}$ 和 $T_{t,ex,s}$ 后,由式(3)可得温升效率计算公式,见式(13)。

$$f(\gamma) = \ln \left[\sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \right] + \ln \left[\left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \right] + \ln \left[\left(\frac{\gamma+1}{\gamma-1} \right)^{\frac{1}{2}} \right] + \ln \left[\left[\left(\frac{p_{s,0}}{p_{t,0}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{s,0}}{p_{t,0}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]^{\frac{1}{2}} \right] \tag{15}$$

表2 c_p 多项式的系数
Table 2 Coefficients with c_p polynomial

系数	值
D_1	1.051 694 3×10 ³
D_2	-4.143 258 1×10 ⁻¹
D_3	1.017 633 6×10 ⁻³
D_4	-6.057 735 9×10 ⁻⁷
D_5	8.976 883 3×10 ⁻¹¹

对上式进行展开,可得式(16)。

$$f(\gamma) = \frac{1}{2} \ln \gamma - \frac{1}{2} \ln(\gamma - 1) + \frac{1}{2} \ln \left[\left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] \quad (16)$$

对上式两端求关于 γ 的微分,可得式(17)。

$$df(\gamma) = \frac{d\gamma}{2\gamma} - \frac{d\gamma}{2(\gamma-1)} - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\frac{2}{\gamma^2} \ln \left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right) \left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \frac{1}{\gamma^2} \ln \left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right) \left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}{\left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} d\gamma \right) \quad (17)$$

对上式进行展开并合并同类项,可得式(18)。

$$df(\gamma) = \left[\frac{1}{2(\gamma-1)} - \frac{1}{2\gamma} \ln \left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right) \frac{2 \left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}{\left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} \right] d\gamma \quad (18)$$

令

$$S_1 = -\frac{1}{2(\gamma-1)} - \frac{1}{2\gamma} \ln \left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right) \frac{2 \left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}{\left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} \quad (19)$$

则式(18)可简化为式(20)。

$$df(\gamma) = S_1 \frac{d\gamma}{\gamma} \quad (20)$$

进一步对 γ 的拟合多项式(式(1))两边取对数并求微分可得式(21)。

$$\frac{d\gamma}{\gamma} = \frac{2B_2T + 6B_3T^2 + 12B_4T^3 + 20B_5T^4}{B_1 + 2B_2T + 3B_3T^2 + 4B_4T^3 + 5B_5T^4} (1-\gamma) \frac{dT}{T} \quad (21)$$

$$u_r(\eta_{t,c1}) = \sqrt{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}-1}} \right)^2 \left[\frac{u(\pi_c)}{\pi_c} \right]^2 + \left(\frac{T_{t,ex}}{T_{t,ex}-T_{t,in}} \right)^2 \left[\frac{u(T_{t,in})}{T_{t,in}} \right]^2 + \left(-\frac{T_{t,ex}}{T_{t,ex}-T_{t,in}} \right)^2 \left[\frac{u(T_{t,ex})}{T_{t,ex}} \right]^2} \quad (27)$$

式中: $u_r(\eta_{t,c1})$ 为定值法温升效率相对标准不确定度; $u(\pi_c)$ 为压气机总压增压比标准不确定度; $u(T_{t,in})$ 为压气机进口总温标准不确定度; $u(T_{t,ex})$ 为压气机出口总温标准不确定度。

令

$$S_2 = \frac{2B_2T + 6B_3T^2 + 12B_4T^3 + 20B_5T^4}{B_1 + 2B_2T + 3B_3T^2 + 4B_4T^3 + 5B_5T^4} (1-\gamma) \quad (22)$$

则式(21)可简化为式(23)。

$$\frac{d\gamma}{\gamma} = S_2 \frac{dT}{T} \quad (23)$$

将上式代入式(20)中,采用流量管总温计算空气比热容比,则式(20)可变化为式(24)。

$$df(\gamma) = S_1 S_2 \frac{dT_{t,0}}{T_{t,0}} \quad (24)$$

结合航标中的质量流量不确定度处理公式,根据上式增加空气比热容比随温度变化的不确定度项,则加温条件下空气质量流量相对标准不确定度按式(25)计算。

$$u_r(W_{a,c}) = \sqrt{\left[\frac{u(A_0)}{A_0} \right]^2 + \left(\frac{1}{2} + S_1 S_2 \right)^2 \left[\frac{u(T_{t,0})}{T_{t,0}} \right]^2 + (1-C)^2 \left[\frac{u(P_{t,0})}{P_{t,0}} \right]^2 + C^2 \left[\frac{u(P_{s,0})}{P_{s,0}} \right]^2} \quad (25)$$

式中: C 按式(26)计算。

$$C = \frac{\frac{2}{\gamma} \left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \frac{\gamma+1}{\gamma} \left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}{2 \left[\left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{s,0}}{P_{t,0}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (26)$$

2.3.2 温升效率

(1) 定值法

压气机气动性能试验中,定值法温升效率相对标准不确定度计算公式参照航标,具体见式(27)。

(2) 均温法

压气机气动性能试验中,均温法温升效率计算公式中的 γ 不再是常数,而是随压气机进、出口平均总温变化的函数。首先推导空气比热容比不确定度项进行分析。

对式(6)取对数进行微分可得:

$$\frac{d\gamma_{av}}{\gamma_{av}} = \frac{-1.98726(2B_2T_{t,av} + 6B_3T_{t,av}^2 + 12B_4T_{t,av}^3 + 20B_5T_{t,av}^4)}{\left[\begin{array}{l} (B_1 + 2B_2T_{t,av} + 3B_3T_{t,av}^2 + 4B_4T_{t,av}^3 + 5B_5T_{t,av}^4) \cdot \\ (B_1 + 2B_2T_{t,av} + 3B_3T_{t,av}^2 + 4B_4T_{t,av}^3 + 5B_5T_{t,av}^4 - 1.98726) \end{array} \right]} \frac{dT_{t,in} + dT_{t,ex}}{T_{t,in} + T_{t,ex}} \quad (28)$$

令

$$S_3 = \frac{-1.98726(2B_2T_{t,av} + 6B_3T_{t,av}^2 + 12B_4T_{t,av}^3 + 20B_5T_{t,av}^4)}{\left[\begin{array}{l} (B_1 + 2B_2T_{t,av} + 3B_3T_{t,av}^2 + 4B_4T_{t,av}^3 + 5B_5T_{t,av}^4) \cdot \\ (B_1 + 2B_2T_{t,av} + 3B_3T_{t,av}^2 + 4B_4T_{t,av}^3 + 5B_5T_{t,av}^4 - 1.98726) \end{array} \right]} \quad (29)$$

则式(28)可变为式(30)。

$$\frac{d\gamma_{av}}{\gamma_{av}} = S_3 \frac{T_{t,in}}{T_{t,in} + T_{t,ex}} \frac{dT_{t,in}}{T_{t,in}} + S_3 \frac{T_{t,ex}}{T_{t,in} + T_{t,ex}} \frac{dT_{t,ex}}{T_{t,ex}} \quad (30)$$

对式(7)两边取对数并进行微分,进一步展开可得式(31)。

$$\frac{d\eta_{tc2}}{\eta_{tc2}} = \frac{\gamma_{av}-1}{\gamma_{av}} \frac{\pi_c \frac{\gamma_{av}-1}}{\pi_c \frac{\gamma_{av}-1}} \frac{d\pi_c}{\pi_c} + \frac{T_{t,ex}}{T_{t,ex}-T_{t,in}} \frac{dT_{t,in}}{T_{t,in}} - \frac{T_{t,ex}}{T_{t,ex}-T_{t,in}} \frac{dT_{t,ex}}{T_{t,ex}} + \frac{1}{\gamma_{av}} \frac{\pi_c \frac{\gamma_{av}-1}}{\pi_c \frac{\gamma_{av}-1}} \ln \pi_c \frac{d\gamma_{av}}{\gamma_{av}} \quad (31)$$

将式(30)代入式(31)可得式(32)。

$$\begin{aligned} \frac{d\eta_{tc2}}{\eta_{tc2}} = & \frac{\gamma_{av}-1}{\gamma_{av}} \frac{\pi_c \frac{\gamma_{av}-1}}{\pi_c \frac{\gamma_{av}-1}} \frac{d\pi_c}{\pi_c} + \left(\frac{T_{t,ex}}{T_{t,ex}-T_{t,in}} + \frac{1}{\gamma_{av}} \frac{\pi_c \frac{\gamma_{av}-1}}{\pi_c \frac{\gamma_{av}-1}} \ln \pi_c S_3 \frac{T_{t,in}}{T_{t,ex}+T_{t,in}} \right) \frac{dT_{t,in}}{T_{t,in}} - \\ & \left(\frac{T_{t,ex}}{T_{t,ex}-T_{t,in}} - \frac{1}{\gamma_{av}} \frac{\pi_c \frac{\gamma_{av}-1}}{\pi_c \frac{\gamma_{av}-1}} \ln \pi_c S_3 \frac{T_{t,ex}}{T_{t,ex}+T_{t,in}} \right) \frac{dT_{t,ex}}{T_{t,ex}} \end{aligned} \quad (32)$$

最终得到均温法温升效率相对标准不确定度计算公式,见式(33)。

$$u_r(\eta_{tc2}) = \sqrt{\left[\frac{\gamma_{av}-1}{\gamma_{av}} \frac{\pi_c \frac{\gamma_{av}-1}}{\pi_c \frac{\gamma_{av}-1}} \right]^2 \left[\frac{u(\pi_c)}{\pi_c} \right]^2 + \left(\frac{T_{t,ex}}{T_{t,ex}-T_{t,in}} + \frac{1}{\gamma_{av}} \frac{\pi_c \frac{\gamma_{av}-1}}{\pi_c \frac{\gamma_{av}-1}} \ln \pi_c S_3 \frac{T_{t,in}}{T_{t,ex}+T_{t,in}} \right)^2 \left[\frac{u(T_{t,in})}{T_{t,in}} \right]^2 + \left(\frac{T_{t,ex}}{T_{t,ex}-T_{t,in}} - \frac{1}{\gamma_{av}} \frac{\pi_c \frac{\gamma_{av}-1}}{\pi_c \frac{\gamma_{av}-1}} \ln \pi_c S_3 \frac{T_{t,ex}}{T_{t,ex}+T_{t,in}} \right)^2 \left[\frac{u(T_{t,ex})}{T_{t,ex}} \right]^2} \quad (33)$$

式中: $u_r(\eta_{tc2})$ 为均温法温升效率相对标准不确定度。

(3) 积分法

对积分法温升效率计算公式(式(13))分析可见,式中存在较为规律的单参数5次多项式。令

$$f_1(T) = D_1T + \frac{1}{2}D_2T^2 + \frac{1}{3}D_3T^3 + \frac{1}{4}D_4T^4 + \frac{1}{5}D_5T^5 \quad (34)$$

对上式求导可得式(35)。

$$f_1'(T) = \frac{df_1(T)}{dT} = D_1 + D_2T + D_3T^2 + D_4T^3 + D_5T^4 \quad (35)$$

则积分法温升效率计算公式(13)可简化为式(36)。

$$\eta_{tc3} = \frac{f_1(T_{t,ex}) - f_1(T_{t,in})}{f_1'(T_{t,ex}) - f_1'(T_{t,in})} \quad (36)$$

对上式两边取对数并进行微分,进一步合并同类项,可得式(37)。

$$\frac{d\eta_{tc3}}{\eta_{tc3}} = \frac{[f_1(T_{t,ex,s})-f_1(T_{t,ex})]f_1'(T_{t,in})T_{t,in}}{[f_1(T_{t,ex,s})-f_1(T_{t,in})][f_1(T_{t,ex})-f_1(T_{t,in})]} \frac{dT_{t,in}}{T_{t,in}} - \frac{f_1'(T_{t,ex})T_{t,ex}}{f_1(T_{t,ex})-f_1(T_{t,in})} \frac{dT_{t,ex}}{T_{t,ex}} + \frac{f_1'(T_{t,ex,s})T_{t,ex,s}}{f_1(T_{t,ex,s})-f_1(T_{t,in})} \frac{dT_{t,ex,s}}{T_{t,ex,s}} \quad (37)$$

上式中需对出口等熵温度的微分项进行求解,对式(12)两边取微分,合并同类项,可得式(38)。

$$\left(D_1 + D_2 T_{t,ex,s} + D_3 T_{t,ex,s}^2 + D_4 T_{t,ex,s}^3 + D_5 T_{t,ex,s}^4 \right) \frac{dT_{t,ex,s}}{T_{t,ex,s}} - \left(D_1 + D_2 T_{t,in} + D_3 T_{t,in}^2 + D_4 T_{t,in}^3 + D_5 T_{t,in}^4 \right) \frac{dT_{t,in}}{T_{t,in}} = R \frac{d\pi_c}{\pi_c} \quad (38)$$

将式(35)代入上式,可得式(39)。

$$\frac{dT_{t,ex,s}}{T_{t,ex,s}} = \frac{R}{f_1'(T_{t,ex,s})} \frac{d\pi_c}{\pi_c} + \frac{f_1'(T_{t,in})}{f_1'(T_{t,ex,s})} \frac{dT_{t,in}}{T_{t,in}} \quad (39)$$

将上式代入式(37),合并同类项,可得式(40)。

$$\frac{d\eta_{tc3}}{\eta_{tc3}} = \left\{ \frac{[f_1(T_{t,ex,s})-f_1(T_{t,ex})]f_1'(T_{t,in})T_{t,in}}{[f_1(T_{t,ex})-f_1(T_{t,in})][f_1(T_{t,ex,s})-f_1(T_{t,in})]} + \frac{f_1'(T_{t,in})T_{t,ex,s}}{f_1(T_{t,ex,s})-f_1(T_{t,in})} \right\} \frac{dT_{t,in}}{T_{t,in}} - \frac{f_1'(T_{t,ex})T_{t,ex}}{f_1(T_{t,ex})-f_1(T_{t,in})} \frac{dT_{t,ex}}{T_{t,ex}} + \frac{f_1'(T_{t,ex,s})T_{t,ex,s}}{f_1(T_{t,ex,s})-f_1(T_{t,in})} \frac{R}{f_1'(T_{t,ex,s})} \frac{d\pi_c}{\pi_c} \quad (40)$$

则积分法温升效率相对标准不确定度可按式(41)计算。

$$u_r(\eta_{tc3}) = \sqrt{\left[\frac{[f_1(T_{t,ex,s})-f_1(T_{t,ex})]f_1'(T_{t,in})T_{t,in}}{[f_1(T_{t,ex})-f_1(T_{t,in})][f_1(T_{t,ex,s})-f_1(T_{t,in})]} + \frac{f_1'(T_{t,in})T_{t,ex,s}}{f_1(T_{t,ex,s})-f_1(T_{t,in})} \right]^2 \left[\frac{u(T_{t,in})}{T_{t,in}} \right]^2 + \left[\frac{f_1'(T_{t,ex})T_{t,ex}}{f_1(T_{t,ex})-f_1(T_{t,in})} \right]^2 \left[\frac{u(T_{t,ex})}{T_{t,ex}} \right]^2 + \left[\frac{f_1'(T_{t,ex,s})T_{t,ex,s}}{f_1(T_{t,ex,s})-f_1(T_{t,in})} \frac{R}{f_1'(T_{t,ex,s})} \right]^2 \left[\frac{u(\pi_c)}{\pi_c} \right]^2} \quad (41)$$

式中: $u_r(\eta_{tc3})$ 为积分法温升效率相对标准不确定度。

3 空气变比热对压气机性能的影响分析

3.1 空气变比热对流量测量的影响

为分析空气物理特性参数随温度变化对压气机试验中流量测量的影响,提取流量计算公式中 γ 的相关项并定义为无量纲参数 q ,按式(42)计算。可见, q 与流量正相关,因此其可表征流量测量中温度变化对空气物理特性参数的影响。从公式构成看,该参数仅与比热容比和总静压比值相关,而总静压比值主要受气流马赫数影响。以常温条件下流量管内气流马赫数范围(0.2~0.6,按 $\gamma=1.4$ 计算)为条件,假设试验中流量管测取的总静压比,计算不同温度条件下的 q 值。

$$q = \frac{W_{a,c} \sqrt{T_{t,0}}}{K_w A_0 p_{t,0}} = \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}}} \cdot \left(\frac{\gamma+1}{\gamma-1} \right)^{\frac{1}{2}} \left[\left(\frac{p_{s,0}}{p_{t,0}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{s,0}}{p_{t,0}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (42)$$

以 $T_{t,0}=288.15$ K条件下的 $\gamma=1.4$ 状态为基准,按式(43)计算评估空气变比热对流量测量的影响。

$$\delta = \frac{q - q_{BK}}{q_{BK}} \times 100\% \quad (43)$$

式中:下标BK为大气标况条件。

图1列出了不同进气条件下的流量测量偏差变化曲线。可见,当流量测量段温度较低时,温度对空气比热容比的影响较小,流量测量偏差非常小。随

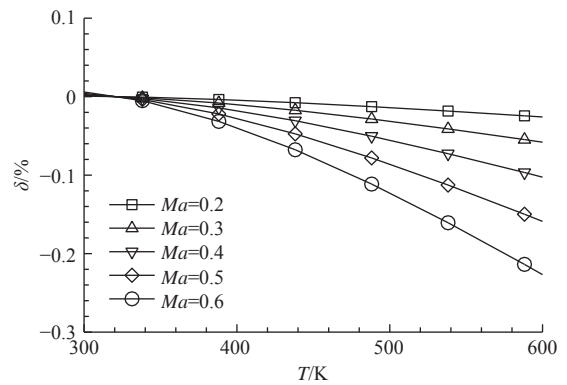


图1 不同进气条件下的流量测量偏差变化曲线
Fig.1 Curve of mass flow deviation under different intake conditions

着温度不断升高,空气比热容比变化对流量测量的影响逐渐凸显,流量测量偏差逐步增大,并随着流量测量段马赫数增大而增大。当气流马赫数为0.6、进气温度为600 K时,流量偏差最高可达-0.227%。

3.2 空气变比热对温升效率测量的影响

为对比上述3种温升效率计算方法之间的差异,以定值法温升效率0.85为基准设计了进气常温和进气加温600 K时不同增压比下的对比计算算例。即按定值法温升效率、进口总温和总压比计算出压气机出口温度参数,以此假设为试验数据,并对比不同温升效率计算方法的差异。

图2分别列出了3种计算方法在不同条件下的温升效率。可见,空气变比热对温升效率评定的影响较为明显。随着总压比增大,均温法与积分法计算的温升效率不断下降。随着压气机进口总温升高,相同状态下均温法与积分法计算的温升效率进一步减小。对比均温法和积分法计算结果看,2种方法在进口温度不高、总压增压比不大时较为接近。但随着进口温度升高、总压增压比增大,两者之间的差异

逐渐凸显,均温法计算结果较积分法计算结果偏小。上述分析表明,现行压气机试验中采用定值法计算的温升效率值有所偏大。当开展进气加温试验时,采用定值法温升效率评估压气机性能时差异偏差进一步扩大。

4 进气加温试验结果分析

选取某压气机设计转速下进气常温和进气加温状态的试验数据为对象,分析空气变比热对质量流量和温升效率测量的影响。表3列出了该压气机不同进气条件对流量测量和温升效率的计算偏差。可见,随着进气温度升高,流量偏差略有提高,但由于该压气机进口温升较小,流量偏差的绝对值非常小,工程使用中完全可以忽略。常温状态下,压气机的均温法、积分法计算的温升效率与定值法之间的偏差偏小约1.0%;加温状态下,该偏差进一步增大至约2.0%。对比均温法和积分法,常温状态下两者差异非常小,但加温状态下两者偏差已逐步接近0.1%。

表4、表5分别列出了该压气机采用不同方法获

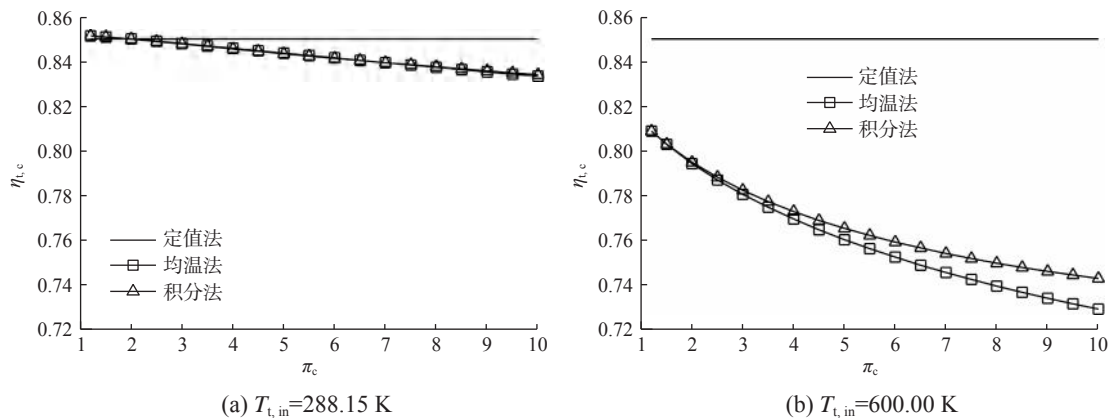


图2 不同条件下压气机温升效率

Fig.2 Temperature rise efficiency of the compressor under different conditions

表3 压气机性能参数计算偏差

Table 3 The parameters calculation deviation of the compressor performance

状态	状态点	进气总温/K	$\delta/\%$	效率偏差/%	
				均温法	积分法
常温	1	292.16	0.008	-0.73	-0.74
	2	292.22	0.008	-0.83	-0.84
	3	292.27	0.008	-0.96	-0.96
	4	292.36	0.008	-1.00	-1.00
	5	292.41	0.008	-1.03	-1.02
加温	1	353.45	-0.011	-1.93	-1.87
	2	353.78	-0.011	-2.10	-2.02
	3	354.19	-0.011	-2.27	-2.18

表4 质量流量相对不确定度分项加权系数
Table 4 Weighted coefficients of mass flow relative to standard uncertainty component

状态	状态点	A_0		$T_{t,0}$		$P_{t,0}$		$P_{s,0}$	
		定值法	变比热	定值法	变比热	定值法	变比热	定值法	变比热
常温	1	1.0	1.0	0.5	0.500	2.416	2.417	1.416	1.417
	2	1.0	1.0	0.5	0.500	2.427	2.428	1.427	1.428
	3	1.0	1.0	0.5	0.500	2.446	2.446	1.446	1.446
	4	1.0	1.0	0.5	0.500	2.470	2.471	1.470	1.471
	5	1.0	1.0	0.5	0.500	2.491	2.491	1.491	1.491
加温	1	1.0	1.0	0.5	0.498	2.434	2.434	1.434	1.434
	2	1.0	1.0	0.5	0.498	2.434	2.433	1.434	1.433
	3	1.0	1.0	0.5	0.498	2.443	2.442	1.443	1.442

表5 温升效率相对不确定度分项加权系数
Table 5 Weighted coefficients of temperature rise efficiency relative to standard uncertainty component

状态	状态点	π_c			$T_{t,in}$			$T_{t,ex}$		
		定值法	均温法	积分法	定值法	均温法	积分法	定值法	均温法	积分法
常温	1	0.77	0.77	0.77	2.38	2.35	2.35	2.38	2.42	2.41
	2	0.74	0.74	0.74	2.31	2.28	2.29	2.31	2.35	2.35
	3	0.71	0.71	0.71	2.23	2.21	2.21	2.23	2.28	2.27
	4	0.70	0.70	0.70	2.21	2.18	2.18	2.21	2.25	2.25
	5	0.69	0.69	0.69	2.19	2.16	2.16	2.19	2.24	2.23
加温	1	0.78	0.78	0.78	2.43	2.39	2.39	2.43	2.49	2.48
	2	0.75	0.75	0.75	2.37	2.33	2.33	2.37	2.44	2.43
	3	0.73	0.72	0.72	2.31	2.27	2.27	2.31	2.39	2.38

取的质量流量和温升效率的相对标准不确定度各分项加权系数。由于该试验件进气加温不高,采用不同方法获取的质量流量和温升效率相对标准不确定度各分项系数差异较小。加温状态下质量流量相对标准不确定度分项中,采用变比热计算方法时总温、总压和静压分项的权重值略有下降。加温状态下温升效率相对标准不确定度分项中,均温法和积分法计算的进口总温分项权重下降、出口总温分项权重上升。

5 结论

围绕进气加温环境中的压气机性能评定问题,推导了考虑变比热影响的压气机性能参数及其不确定度计算方法,分析了变比热对压气机性能评定的影响趋势,并以压气机试验数据为对象进行了验证。得到以下结论:

- (1) 与定比热相比,变比热计算的质量流量偏差随进口温度、流动马赫数增大而增大。
- (2) 均温法和积分法计算的温升效率较为接近,且均较定值法偏小。

(3) 随着压气机进气总温、总压比升高,均温法与积分法计算的温升效率偏差进一步扩大,同时2种方法计算的温升效率差异逐渐凸显,且均温法获取的温升效率偏低。

参考文献:

- [1] 楚武利,刘前智,胡春波. 航空叶片机原理[M]. 西安:西北工业大学出版社,2009.
- [2] 顾 杨,尹红顺,任铭林,等. 加温加压压气机试车台在发动机研制中的作用[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2008,21(1):18-21.
- [3] ABERNETHY R B, THOMPSON J W JR. Uncertainty in gas turbine measurements[R]. AIAA 1973-1230, 1973.
- [4] BRUN K, KURZ R. Measurement uncertainties encountered during gas turbine driven compressor field testing [R]. ASME 98-GT-001, 1998.
- [5] BETTOCCHI R, PINELLI M, SPINA P R. A multi-stage compressor test facility: Uncertainty analysis and preliminary test results[R]. ASME GT2003-38397, 2003.
- [6] 马宏伟,项 乐. 探针支杆对压气机转子性能及流场影响的数值模拟研究[J]. 推进技术, 2016, 37(12):

- 2288-2295.
- [7] 杨荣菲,赵建通,向宏辉,等. 进口探针支杆对1.5级压气机气动性能的影响[J]. 推进技术,2017,38(5):1038-1046.
- [8] 向宏辉,王掩刚,高杰,等. 轴流压气机效率测量两类影响因素的试验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2019,32(3):1-7.
- [9] 高杰,王磊,向宏辉,等. 低压比时温升效率测量方法的试验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2022,35(2):47-52.
- [10] 向宏辉,侯宽新,刘宽,等. 基于扭矩测量的轴流压气机效率评定方法研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2021,34(4):1-6.
- [11] 马宏伟,李赫. 温升法测量压气机等熵效率的不确定度[J]. 航空动力学报,2022,37(10):2242-2252.
- [12] 高杰,向宏辉,吴森林,等. 基于热电偶反串的温升效率测量不确定度分析[J]. 航空动力学报,2022,37(8):1732-1739.
- [13] 郭昕,崔健,顾杨. 压气机试验特性的修正方法研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2002,15(1):11-13.
- [14] 崔济亚. 压气机效率的正确变比热计算[J]. 推进技术,1995,16(2):1-3.
- [15] 国家国防科技工业局. 航空燃气涡轮发动机压气机气动性能试验方法[S]. HB 7115-2020,2020.

压气机性能录取中状态稳定的判别方法

吴森林, 韩壮壮, 高杰, 张晓良

(中国航发四川燃气涡轮研究院, 四川 绵阳 621000)

摘要: 为准确高效地获取压气机性能参数, 以多份压缩部件为对象, 分析了试验过程中各性能参数所需稳定时间及状态稳定特性; 以压气机出口总温为判断参数, 开展了压气机试验状态稳定的判别方法研究。结果表明: 压气机温升效率相对其他性能参数所需的稳定时间更长、波动幅度更大, 并可能伴有低频脉动; 出口平均总温的波动幅度随取样时间长度的增加逐渐降低, 当采样频率为 5 Hz 时, 建议取样时间长度不低于 1 s; 可采用出口总温随稳定时间的线性拟合斜率来判断压气机的稳定状态, 推荐对 30 s 内出口平均总温进行线性拟合, 并且以连续 15 s 的每秒拟合斜率均在 ± 0.002 以内作为试验状态稳定的判别依据。

关键词: 压气机性能试验; 试验状态; 温升效率; 稳定时间; 波动幅度; 线性拟合斜率; 航空发动机

中图分类号: V231.3 文献标识码: A 文章编号: 1672-2620(2024)04-0041-08

DOI: 10.3724/j.GTER.20240039

A method for judging state stability in compressor performance evaluation

WU Senlin, HAN Zhuangzhuang, GAO Jie, ZHANG Xiaoliang

(AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Mianyang 621000, China)

Abstract: To accurately and efficiently obtain the performance parameters of the compressor, the required stability time and state stability characteristics of each performance parameter during the test process were analyzed with multiple compression components taken as the objects. The total outlet temperature of the compressor was used as the judgment parameter, and a method for judging the stability of the compressor test state was studied. The research results show that the temperature rise efficiency of the compressor requires the longest stability time and largest fluctuation amplitude compared with other performance parameters, and may be accompanied by low-frequency pulsation; the fluctuation amplitude of the average total outlet temperature gradually decreases with the increase of the average sampling time. When the sampling frequency is 5 Hz, it is recommended that the average sampling time not be less than 1 s; the stable state of the compressor can be judged by the linear fitting slope of the total outlet temperature with the stable time. It is recommended that linear fitting be performed on the average total outlet temperature within 30 s, and the fitting slope is within ± 0.002 for continuous 15 s, which is used as the basis for judging the stability of the test state.

Key words: compressor performance test; test state; temperature rise efficiency; stability time; fluctuation amplitude; linear fitting slope; aero-engine

1 引言

航空发动机的研制涉及工程热力学、气体动力学、燃烧学、传热传质学、固体力学和控制理论等多门学科, 难以通过仿真手段对其性能进行准确评估^[1-2], 因此, 目前评价航空发动机性能指标的主要方法仍为试验验证。在压气机试验技术方面, 为满

足压气机设计技术的快速发展, 相继开展了单转子单级、单转子多级、单转子双涵和双转子双涵等结构布局的压气机试验方法研究^[3-4]。为提升压气机性能评定精度, 进一步提出了进口加温加压、进口低雷诺数等模拟真实环境的压气机试验方法^[5-7]。

近年来, 航空发动机试验手段的不断丰富有力

收稿日期: 2024-07-27

作者简介: 吴森林(1979-), 男, 四川邻水人, 研究员, 硕士, 主要从事压气机性能评定与试验技术研究。

支撑了发动机预先研究和型号研制工作,但在大量的压气机试验验证过程中,也发现了若干试验技术问题。如向宏辉等^[8-9]提到的风扇与压气机试验差异、压气机试验流程优化、测试探针对试验结果影响、进口局部导叶角度失调、转子前静压异常和进气系统漏气等问题;任飞等^[10]提到的压气机叶片与设备排气机匣支板耦合,导致叶片发生共振,最终出现高周疲劳问题;吴森林等^[6,11]提到的进口深度节流下压气机意外失稳、齿轮箱供油压力对扭矩效率影响问题。针对上述问题,及时开展了相应解决方案的研究^[12-13],确保了试验安全和消除了相应的性能测试误差。

受压气机转静子热膨胀^[14-15]、测压管腔^[16-17]和测温热电偶热平衡^[18-19]等因素影响,在压气机性能测试过程中,为确保测试精度,需要足够的状态稳定时间。目前,针对状态稳定时间主要有在压气机状态调节到位后一般稳定2~3 min和实时显示温升效率时域图谱2种手段。前者采用“一刀切”的方法,将导致高压压气机的稳定时间过长,影响试验效率;后者很难对低压比风扇做出准确判断,影响测试结果的准确性,且试验人员需要有足够的经验。为此,金宗亮和孙震宇^[20]以1台高压压气机试验数据为例,通过分析转速调节、静叶调节和级间引气等工况下所需的状态稳定时间和数据采集时间,认为采用状态稳定的判别方法比固定时间的方法更加合理;连续采集10 s,取平均值作为测量结果,可以有效降低随机标准不确定度。但由于样本有限,并未给出识别试验状态稳定的判据。

本文针对如何判断不同压气机的状态稳定问题,统计了多台压气机试验数据,通过对不同状态稳定时间、数据采集时间进行对比分析,提出了适用于宽范围压比的压气机性能试验稳态数据采集方法。

2 试验方案

2.1 试验对象

试验对象共涉及包括风扇、增压级和压气机在内的7台份航空发动机压缩部件,设计点压比范围为1.7~9.5,如表1所示。各压缩部件主要由转子组件、

表1 试验对象设计点压比

Table 1 Pressure ratio of test objects at design points

试验对象	No.1	No.2	No.3	No.4	No.5	No.6	No.7
压比	1.7	2.1	3.4	4.0	6.0	6.1	9.5

静子组件、进/排气机匣组件和传动轴组件等组成。进/排气机匣上设置了一平直段,用于测量压气机进/出口气动参数。

2.2 试验设备及原理

试验在中国航发四川燃气涡轮研究院某压气机试验器上开展。该试验器是一种大气吸气式综合性气动试验设备,主体部分主要由进气系统、排气系统、引气系统和动力驱动系统组成。其中,进气系统主要包括流量管、进气节流阀、稳压箱等;排气系统包括排气节流阀、排气管道等。试验器示意图如图1所示。

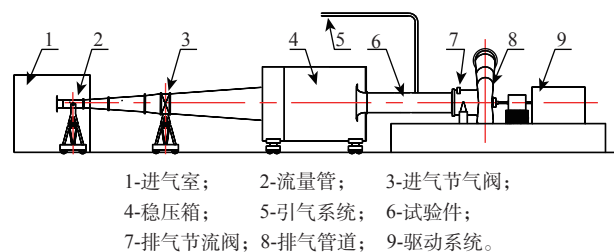


图1 试验器示意图

Fig.1 Schematic diagram of the tester

在压气机等转速特性线录取过程中,试验状态点的调节主要通过改变排气节流阀的开度,升高或降低压气机出口背压来实现。排气节流阀为圆盘式节气门,其全开面积约为0.12 m²,根据调节步进大小分为精调档、粗调档和快速档3个档位。其中,精调档每调节1次,对应面积的变化率约为0.5%,主要用于寻找压气机最高效率点和近喘点;粗调档每调节1次,对应面积的变化率约为2.0%,主要用于特性线右半部分的录取和在录取近喘点后打开排气节流阀;快速档为给定目标位调节,主要用于压气机失稳后紧急打开排气节流阀,确保压气机及时恢复稳定工作状态,从全关至全开仅需2~3 s。

动力驱动系统主要由异步电机和齿轮增速器组成,其中电机采用手动控制形式调节。根据试验对象的转速不同,动力驱动系统输出端的调节步进一般在50~200 r/min之间;电机的升降速斜率为固定值,其中在驱动系统输出端的升速速率为54~400 r/(min·s),降速速率为150~1 000 r/(min·s);电机的稳速精度为±0.05%。

2.2.1 性能测试方法

压气机总性能测试主要包括进气质量流量、进口总温、进口总压、出口总温和出口总压等参数。其

中,进气流量采用双扭线流量管测量,该流量管位于压气机试验器整个进气系统的最前端(图1),在其流量测量截面上布置有不少于4点的壁面静压测点,静压测压管长度约为30 m,用于计算流量用的总压采用大气压代替;进口总温采用铂电阻温度变送器测量,温度变送器布置在稳压箱进气端;进口总压采用梳状总压探针和耙状总压探针测量,梳状总压探针位于进口支板槽道中间,耙状总压探针位于进口支板后;出口总温和出口总压采用径向多点总温总压复合梳状探针测量,总温总压复合梳状探针位于压气机出口测量机匣上,沿周向多支布置在不同的叶片槽道后,模拟一个完整的物理栅距。进、出口总压测压管长度约为15 m。另外,稳态测试系统的采样频率为5 Hz。

2.2.2 性能录取方法

压气机试验性能录取方法主要分为升速录取和降速录取2种形式。其中,升速录取性能一般在机械运行过程中,或者根据需从低转速至高转速逐条等转速特性线录取;降速录取则是将压气机升至最高转速,然后从高转速至低转速逐条等转速特性线录取,这种录取形式有利于压气机高转速条件下有更多存活的动应力测量通道和避免压气机轴承温度过高。文献[6]详细介绍了常规等转速线性录取方法,通过该方法可以得到完整的等转速特性线。

3 压气机试验状态稳定特性分析

3.1 试验状态稳定时间对总性能的影响

为研究试验状态稳定时间对压气机性能参数的影响,以No.1、No.2压气机为试验对象,录取了不同稳定时间下的性能参数数据。图2~图4给出了No.1压气机稳定时间在0~80 s之间的总性能对比。图中, \bar{n} 为压气机相对换算转速。

从图2可以看出,当压气机试验状态稳定时间超过10 s时,其流量-压比特性线几乎没有变化。说明与流量相关的直接测量参数——大气压力和流量管静压、与压气机压比相关的直接测量参数——进口总压和出口总压的稳定时间较短,稳定10 s后参数变化不明显。

从图3可以看出,随着稳定时间的增加,扭矩效率逐渐降低;0~10 s内的扭矩效率下降幅度最大,说明压气机状态刚调节到位时极不稳定;对比10~80 s内不同转速之间的扭矩效率变化发现,扭矩效率变

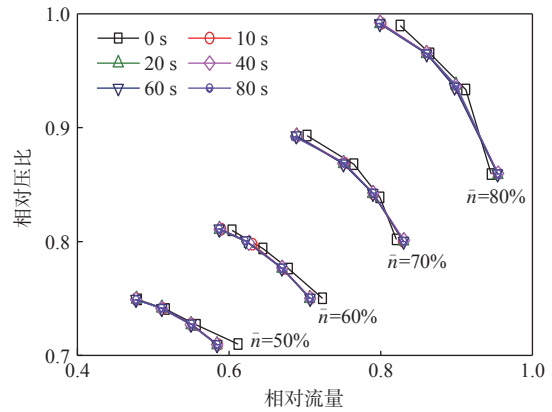


图2 不同稳定时间下的流量-压比特性线
Fig.2 Flow-pressure ratio characteristic lines at different stability time points

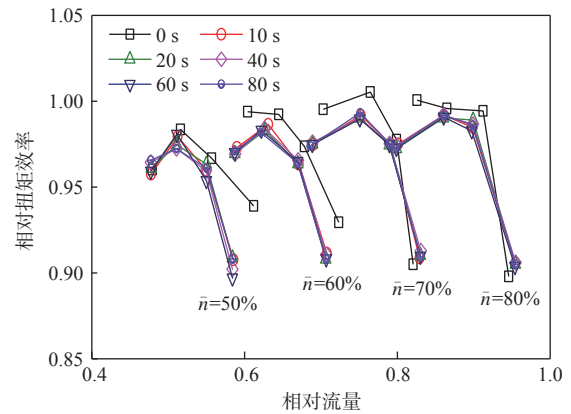


图3 不同稳定时间下的扭矩效率特性线
Fig.3 Torque efficiency characteristic lines at different stability time points

化量随着转速的降低逐渐增加,说明在低转速时扭矩效率需要更多的时间来达到平衡;对比50%转速下扭矩效率随时间的变化,20 s以后扭矩效率基本趋于稳定,这是由于与扭矩效率相关的流量、压比参数在稳定时间后变化不明显;进口总温为来流大气温度,基本保持不变;测扭器转速作为到达目标状态的指标之一,在状态稳定过程中已经到达平稳状态。根据扭矩效率计算公式(式(1))可知,影响其稳定时间的参数主要为扭矩值,说明压气机转子系统在试验状态调节到位后,受压气机气动、机械特性,设备轴系机械特性,润滑油站供油条件等因素影响,还需要近20 s时间平衡传动扭矩。

$$\eta_{tor} = \frac{9.549 \frac{\gamma}{\gamma-1} R \left[W \cdot T_{in} \left(\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right]}{M \cdot n} \quad (1)$$

式中: η_{tor} 为压气机扭矩效率; γ 为气体比热容比,取1.4; R 为气体常数,单位为J/(kg·K),取287.06; W 为

压气机质量流量,单位为kg/s; T_{in} 为进口总温,单位为K; π 为压气机压比; M 为压气机输入扭矩,单位为N·m; n 为测扭器物理转速,单位为r/min。

从图4可以看出,不同稳定时间下温升效率的变化量较扭矩效率明显增大。温升效率峰值点在10~80 s内的偏差达到了4.4%,在40~80 s内的偏差达到了0.8%,在60~80 s内的偏差达到了0.4%。由此可见,温升效率所需的稳定时间明显较长,直到40 s后才基本趋于稳定。根据上文,可以排除压气机进、出口压力对温升效率稳定时间的影响;考虑到进口总温为大气温度,试验过程中比较稳定。因此,根据温升效率计算公式(式(2))可知,影响压气机温升效率稳定时间的关键参数为压气机出口总温。

$$\eta_t = T_{in} \left(\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) / (T_{ex} - T_{in}) \quad (2)$$

式中: η_t 为压气机温升效率; T_{ex} 为出口总温,单位为K。

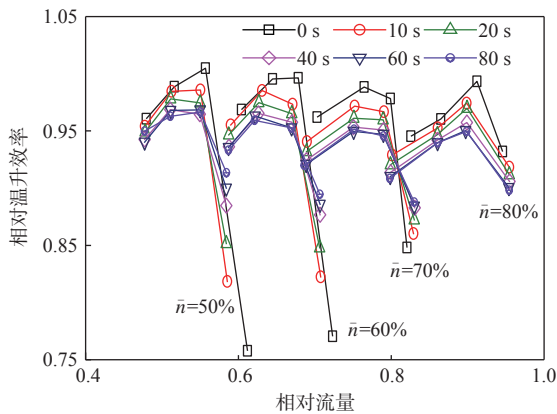


图4 不同稳定时间下的温升效率特性线

Fig.4 Temperature rise efficiency characteristic lines at different stability time points

3.2 试验工况对性能参数稳定过程的影响

考虑到压气机在不同试验状态下性能参数随时间的变化趋势不同,为分析其差异,图5~图8给出了No.1压气机从低转速升速至目标转速堵点(简称升速至堵点)、从高转速降速至目标转速堵点(简称降速至堵点)、从堵点调节至峰值效率点(简称峰值效率点)、从峰值效率调节至近喘点(简称近喘点)性能参数的变化情况。图中,升速或降速至堵点的0时刻为压气机到达目标转速并稳定后的初始时刻;峰值效率点和近喘点的0时刻为排气节流阀调节到位后不再变化的初始时刻;相对值均为试验获取的流量、

压比、温升效率和扭矩效率与压气机对应设计参数之比。

从图5可以看出,当压气机升速至堵点时,压比很快稳定;流量和扭矩效率则逐渐升高,直至30 s左右逐渐趋于稳定;温升效率则逐渐降低,在40 s左右逐渐稳定。分析认为,压比之所以稳定较快,是因为与压比相关的直接测量参数——进、出口总压分别位于压气机前、后端,测试响应较快;流量管位于进气系统最前端,受进气系统容腔效应的影响,流量测量的响应相对压比明显滞后;扭矩效率受流量、机械热平衡等因素影响,响应更加滞后;而温升效率不仅受到压气机气动、热平衡的影响,还受到总温探针的热辐射和热电偶的热平衡影响,因此温升效率所需的稳定时间最长。由此可见,当升速至压气机目标工作状态时,如果稳定时间不够,则将导致获取的压气机流量偏小、温升效率偏高、扭矩效率偏低。

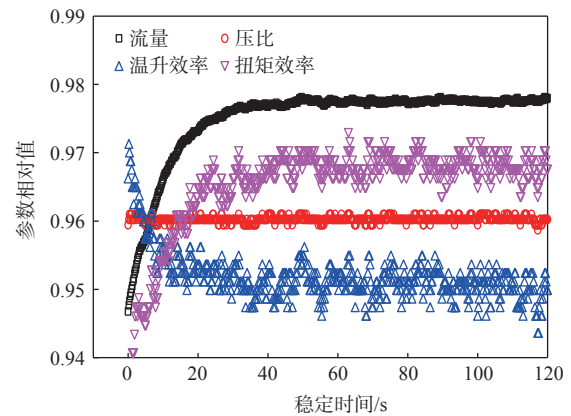


图5 升速至堵点后性能参数的变化

Fig.5 Change of performance parameters after accelerating to the choke point

从图6可以看出,当压气机降速至堵点时,压比逐渐降低,在25 s左右逐渐趋于稳定;流量则是先降低、后升高,然后在45 s左右逐渐趋于稳定;温升效率和扭矩效率则是经过振荡后降至最低,然后逐渐升高直至趋于稳定。从稳定时间看,扭矩效率在50 s后基本稳定,但温升效率直至100 s仍有上升的趋势。针对状态振荡现象,分析认为,由于压气机降速率较快,导致进、出口参数测量滞后和流动不稳定。由此可见,降速录取压气机性能时需要注意调节速度,到达目标位后仍需要足够的稳定时间,稳定时间不够将导致获取的压气机流量和温升效率偏低。

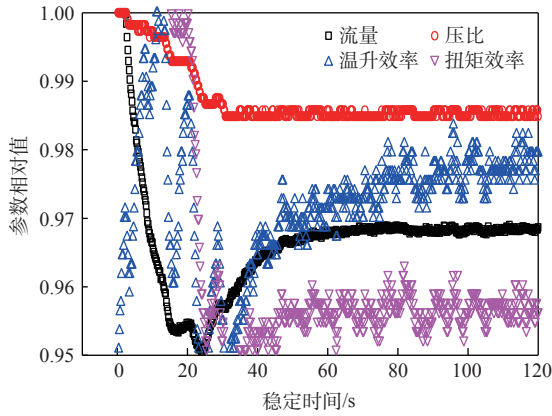


图6 降速至堵点后性能参数的变化
Fig.6 Change of performance parameters after decelerating to the choke point

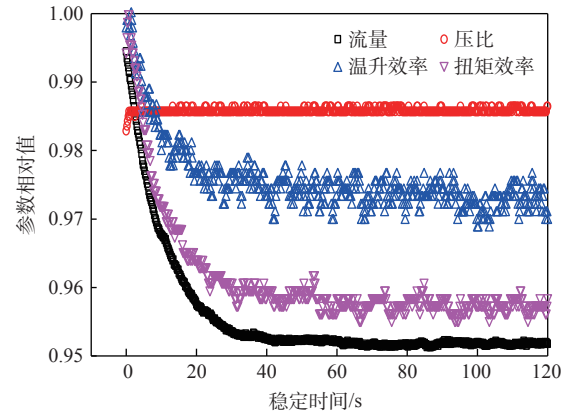


图7 峰值效率点性能参数的变化
Fig.7 Change of performance parameters at the peak efficiency point

从图7、图8中可以看出,峰值效率点和近喘点状态之间,性能参数随稳定时间的变化趋势比较一致。压比很快稳定,流量、扭矩效率和温升效率首先急速下降,然后随着稳定时间的增长下降趋势逐渐减慢。流量和扭矩效率在稳定40 s后变化不明显,但温升效率仍有缓慢降低趋势,在50~60 s后才趋于稳定。由此可见,在峰值效率点和近喘点,如果稳定时间不够,将导致流量、扭矩效率和温升效率偏高。

从上述分析可知,压气机试验状态调节至目标位以后,通常需要40 s左右来稳定其试验状态,如果对性能测试精度要求更高,则所需时间更长。在降速录取性能参数时,应控制其降速速率,同时还需注意试验状态的稳定时间。

3.3 性能参数稳定特性分析

从图5~图8还可以看出,当压气机气动性能处于稳定状态时,其性能参数仍然存在一定的波动。其中,流量和压比的波动范围在0.3%左右;扭矩效率在峰值效率点和近喘点的波动范围在0.7%左右,在堵点的波动范围超过了1.0%;温升效率在峰值效率点和近喘点的波动范围在1.0%左右,在堵点的波动范围超过了1.2%。由此可见,压气机气动参数在稳定状态下的波动幅度并不是一个固定值,而是与所处的状态位置和参数调节方式有关;各参数之间的波动幅度也不一致,相比之下,流量、压比的波动幅度最小,扭矩效率的波动幅度次之,温升效率的波动幅度最大。另外,在压气机状态稳定后,温升效率仍可能存在低频脉动现象,如图9所示。

从前面的分析可知,在压气机性能状态稳定过程中,温升效率所需要的稳定时间最长,并且波动幅

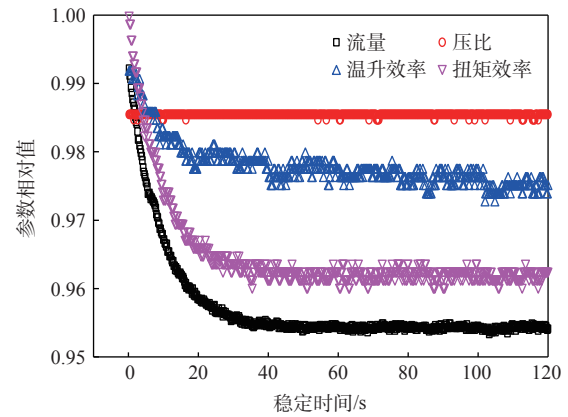


图8 近喘点性能参数的变化
Fig.8 Change of performance parameters at the near surge point

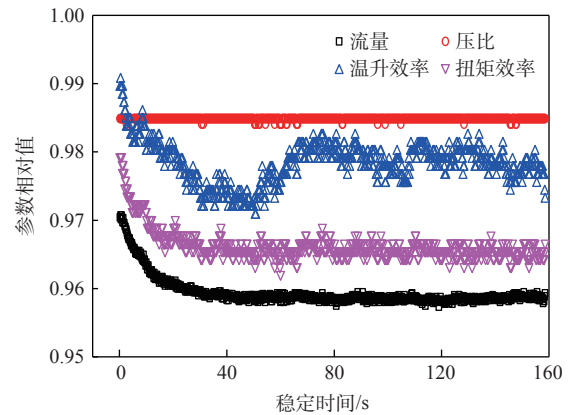


图9 温升效率的低频脉动现象
Fig.9 Low-frequency pulsation phenomenon of temperature rise efficiency

度也最大。图10共统计了不同设计压比的7台份压气机试验中获取的温升效率波动幅值,并拟合了温升效率波动幅度随设计压比的变化关系。从图中可以看出,温升效率的波动幅度随着压气机设计压比

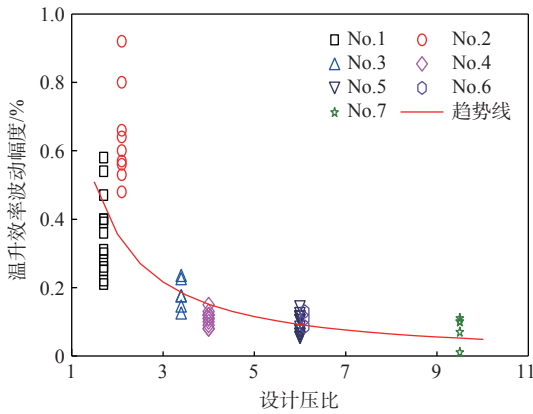


图10 温升效率波动幅度随设计压比的变化关系
Fig.10 Fluctuation amplitude of temperature rise efficiency vs. design pressure ratio

的降低逐渐增大。因此,在后续试验状态稳定判别中,以No.1压气机的数据为实例进行说明。

从温升效率计算公式可知,影响温升效率稳定的因素有压比、进口总温和出口总温,本文以80%转速峰值效率点数据为样本,采用式(3)对温升效率与压比、进口总温和出口总温的相关性进行分析,分析结果见图11。可以看出,温升效率与压比和进口总温为中等相关,与出口总温为强相关。这是因为状态调节到位后压比很快稳定,而进口总温为大气温度,变化幅度较小。因此,出口总温是影响温升效率稳定的主要因素。

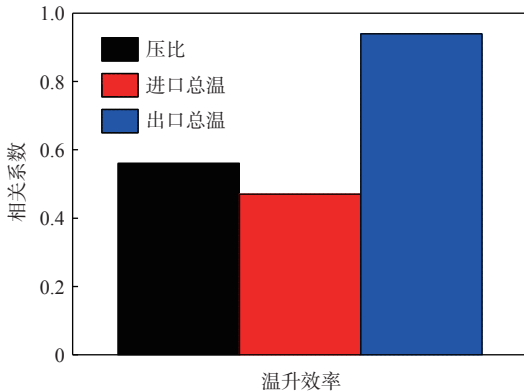


图11 温升效率与参数的相关性分析结果
Fig.11 Correlation analysis results between temperature rise efficiency and parameters

$$r = \frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2 \sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2}} \quad (3)$$

式中: r 为相关系数; N 为样本数量; x_i 和 y_i 分别为2个变量的第 i 个观测值; \bar{x} 、 \bar{y} 为分别为2个变量的平

均值。

为进一步证明出口总温是影响温升效率稳定的主要因素,对压气机出口总温探针的动态响应平衡特性进行了试验验证。采用油槽对总温探针进行标定,获取了热电偶达到热平衡所需的时间,如图12所示。可以看出,探针放入油槽时温度急剧升高,但随着测试温度逐渐接近油槽温度(平衡后温度),温升的变化量逐渐降低;油槽温度为 $50\text{ }^\circ\text{C}$ 时达到稳定温度的时间为 43 s ;油槽温度为 $80\text{ }^\circ\text{C}$ 时达到稳定温度的时间为 59 s 。

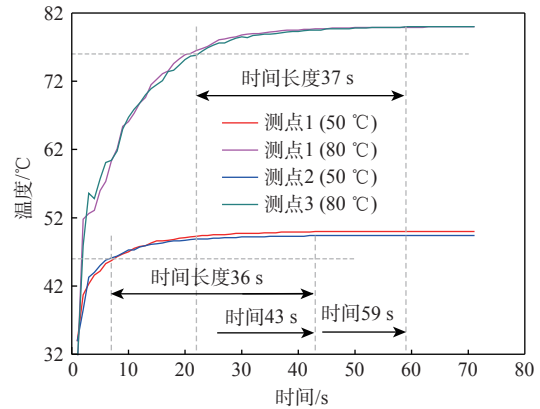


图12 热电偶油槽标定稳定时间
Fig.12 Thermocouple oil tank calibration stability time

考虑到在压气机试验等转速特性线录取过程中出口总温变化量不大,稳定时间较短。为更接近压气机试验中的温度变化状态,图13统计了No.1、No.2压气机每调节1次状态出口总温的变化。可以看出,每调节1次试验状态,压气机出口总温变化大多集中在 $4\text{ }^\circ\text{C}$ 范围。因此,对图13中接近油槽温度 $4\text{ }^\circ\text{C}$ 范围内的稳定时间进行分析,可见2次油槽标定所需的稳

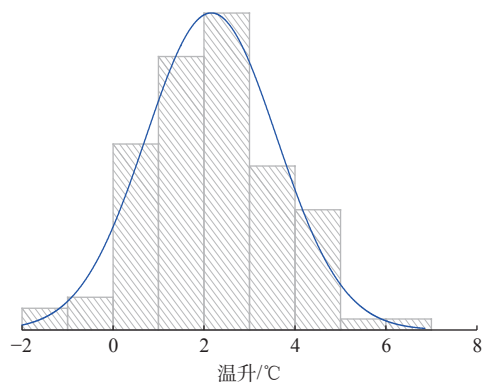


图13 试验状态每调节一次的出口温升
Fig.13 Outlet temperature rise for each adjustment of the test state

定时间均为36 s左右,虽然由于滑油与空气之间导热系数存在差异,所标定的稳定时间略少于图7、图8中温度所需的稳定时间50~60 s,但也证明了稳态测温需要足够的平衡时间。

4 试验状态稳定的判别方法

4.1 稳定时间对辨别状态稳定的影响

为降低状态稳定后性能参数波动幅度对状态稳定判别方法的影响,对连续采集的原始数据进行了算术平均。图14给出了出口总温波动幅度(相对出口平均总温)随平均用数据量的变化关系。从图中可以看出,随着平均用数据量的增加,出口总温的波动幅度逐渐降低。在5 Hz的采样频率下,当平均用数据量达到5遍以后,波动幅度降低趋势基本一致,因此,平均用数据量建议不低于5遍。在后续状态稳定判别方法中,每秒对最近5遍试验数据进行了算术平均。

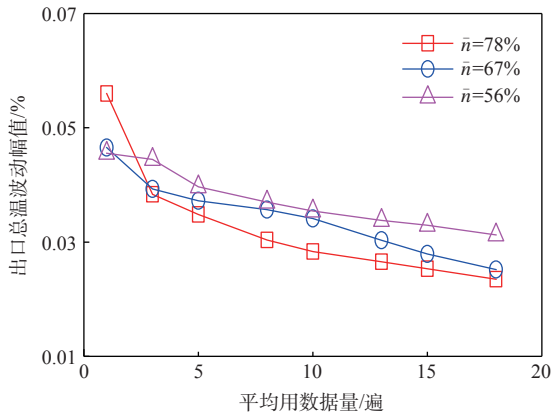


图14 出口总温波动幅度随平均用数据量的变化
Fig.14 Fluctuation amplitude of total outlet temperature vs. average amount of data used

4.2 判别斜率用拟合取样时间长度和波动幅度的确定

根据压气机出口总温存在波动的特点,提出用一段时间内出口总温随稳定时间的拟合斜率来判定状态稳定的方法。理想状态下,只要稳定时间足够长,拟合斜率就越接近于0。但考虑到试验成本,这种理想状态显然不现实。

为寻找合适的拟合出口总温取样时间长度,降低斜率波动对状态稳定判别的影响,图15给出了不同取样时间长度下拟合斜率的波动范围。可以看出,随着取样时间长度的增加,出口总温的拟合斜率

波动幅度逐渐减小,并且下降速度逐渐变缓。当取样时间长度达到30 s后,拟合斜率的波动幅度基本在0.001~0.002之间。因此,建议用于判定状态稳定的出口总温取样时间长度不低于30 s,斜率波动幅度不超过0.002。

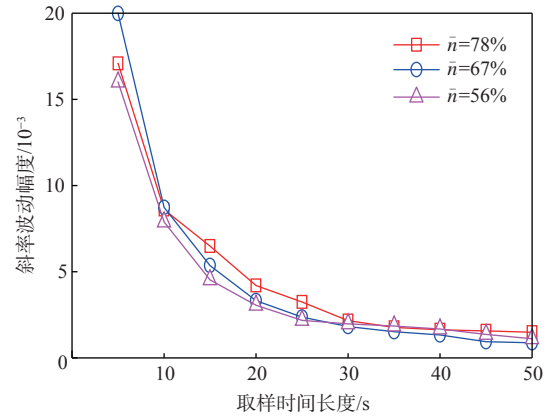


图15 拟合斜率随取样时间长度的变化关系
Fig.15 Slope of linear fitting vs. length of sampling time

4.3 判别周期的确定

由于拟合斜率的取样时长为30 s,在该时间段内,出口温度至少包含1个波峰和1个波谷,当拟合直线刚好跨过波峰或波谷呈水平趋势时,其瞬时斜率在±0.002范围内,而此时压气机的工作状态可能并未稳定,因此需要连续监测拟合斜率的变化。当拟合直线一端由波峰转至波谷时,拟合斜率从最小值转至最大值,如果整个过程中拟合斜率仍在±0.002范围内,说明压气机已经稳定,连续时长最大为30 s。考虑到压气机在真实稳定状态下出口总温在30 s内存在多个小的脉动周期,与图7、图8中温升效率类似,因此,推荐以连续15 s的每秒拟合斜率均在±0.002以内,作为试验状态稳定的判别依据。

5 结论

通过对压气机试验状态稳定过程中气动参数特性进行分析,提出了适用于压气机气动状态稳定的判别方法,在确保性能评定精度的同时,极大地提升了试验效率。主要结论如下:

- (1) 受压气机出口总温的影响,压气机温升效率相对其他性能参数所需的稳定时间更长、波动幅度更大,并可能伴有低频脉动。
- (2) 出口平均温度的波动幅度随平均用取样时间长度的增加逐渐降低。通常情况下,当采样频率

为5 Hz时,平均用数据量建议不低于5遍。

(3) 可采用出口总温随稳定时间的拟合斜率来判断压气机的稳定状态。推荐对30 s内出口平均温度进行线性拟合,并且以连续15 s的每秒拟合斜率均在 ± 0.002 以内,作为试验状态稳定的判别依据。

参考文献:

- [1] 陈懋章,刘宝杰. 大涵道比涡扇发动机风扇/压气机气动设计技术分析[J]. 航空学报,2008,29(3): 513-526.
- [2] WISLER D C, HALSTEAD D E, BEACHER B F. Improving compressor and turbine performance through cost-effective low-speed testing[R]. ISABE 99-7073, 1999.
- [3] 张燎源,周颂东,何力,等. 单轴双涵压气机试验器调台试验技术[J]. 燃气涡轮试验与研究,2012,25(1): 58-62.
- [4] 管前列. 国外双轴压气机试验技术[J]. 推进技术, 1996,17(2):88-92.
- [5] 顾杨,尹红顺,任铭林,等. 加温加压压气机试车台在发动机研制中的作用[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2008,21(1):18-21.
- [6] 吴森林,高杰,梁俊,等. 进气深度节流下压气机意外失稳分析及解决措施[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2022,35(5):1-7.
- [7] 郭捷,王咏梅,杜辉,等. 低雷诺数条件对涡扇发动机风扇/压气机性能和稳定性影响的试验研究[J]. 航空发动机,2004,30(4):4-6.
- [8] 向宏辉,侯敏杰,葛宁,等. 轴流风扇/压气机气动性能试验若干问题探讨[J]. 航空动力学报,2015,30(6):1423-1431.
- [9] 向宏辉,侯敏杰,葛宁,等. 轴流压气机试验若干异常气动现象表征与机理分析[J]. 航空动力学报, 2016,31(3):639-646.
- [10] 任飞,徐峰,张亚,等. 高转速大负荷多级轴流压气机试验排故分析与验证[J]. 燃气涡轮试验与研究,2016,29(6):30-33.
- [11] 吴森林,向宏辉,顾杨,等. 供油压力对齿轮箱传递扭矩影响的试验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2015,28(5):33-36.
- [12] 向宏辉,侯宽新,刘宽,等. 基于扭矩测量的轴流压气机效率评定方法研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2021,34(4):1-6.
- [13] 向宏辉,王掩刚,高杰,等. 轴流压气机效率测量两类影响因素的试验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2019,32(3):1-7.
- [14] 张少平,苏廷铭,罗秋生,等. 航空发动机压气机径向间隙设计方法研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2011, 24(4):25-27+31.
- [15] 贺尔铭,宋力涛. EGT影响因素分析及提高EGT裕度的措施[J]. 航空工程与维修,1999,(6):20-21.
- [16] YOSHIDA A, TAMURA Y, KURITA T. Effects of bends in a tubing system for pressure measurement [J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics,2001,89(14-15):1701-1716.
- [17] 谢壮宁,顾明. 脉动风压测压系统的优化设计[J]. 同济大学学报,2002,30(2):157-163.
- [18] 胡国林,熊桂龙,朱庆霞,等. 热电偶温度响应的实验研究及计算机仿真[J]. 陶瓷学报,2006,27(4): 348-351.
- [19] 周殿广,樊鲜美,陈琪,等. 热电偶测量误差分析[J]. 新型工业化,2022,12(3):123-125.
- [20] 金宗亮,孙震宇. 压气机性能试验稳态数据录取方法探讨[J]. 内燃机与配件,2020,(19):12-14.

双扭线流量管测量方法数值研究

高杰, 冯飞, 王磊, 魏崇, 赵正

(中国航发四川燃气涡轮研究院, 四川 绵阳 621000)

摘要: 围绕双扭线流量管测量方法中, 测量截面静压不均匀和附面层修正方法两个影响因素, 采用数值仿真的方法模拟了双扭线流量管试验测量, 分析了测量截面静压不均匀和附面层修正方法对流量测量的影响。结果表明: 静压测量截面距离双扭线切点越近, 测量截面静压不均匀性对主流区流量计算偏差的影响越大, 可通过建立静压关联关系式进行修正; 试验中采用积分法计算附面层流量时, 近壁区速度分布与线性分布存在差异, 导致第 1 个测点与壁面间区域积分流量存在偏差, 可按指数分布规律重构近壁区速度进行修正。

关键词: 双扭线流量管; 空气流量测量; 附面层修正方法; 静压不均匀; 轴流压气机; 航空发动机

中图分类号: V231.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-2620(2024)04-0049-08

DOI: 10.3724/j.GTER.20240009

Numerical study on the twisted-pair flow tube measurement method

GAO Jie, FENG Fei, WANG Lei, WEI Chong, ZHAO Zheng

(AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Mianyang 621000, China)

Abstract: Based on the two influencing factors of static pressure non-uniformity of the measuring section and boundary layer correcting method, the test measurement of a twisted-pair flow tube was simulated with numerical methods to analyze the influence of the factors on the flow measurement. The results show that the closer the measuring section of static pressure is to the tangent point of the twisted-pair line, the greater the influence of the non-uniformity of static pressure on the flow deviation in the main flow area, which can be corrected by establishing the static pressure correlation formula. When the boundary layer flow is calculated by the integral method in the test, the velocity distribution in the near wall region is different from the linear distribution, leading to the difference in the integrated flow between the first measuring point and the wall. It can be corrected with the reconstruction of the velocity field in the near wall region by exponential distribution law.

Key words: twisted-pair flow tube; air flow measurement; boundary layer correcting method; non-uniform static pressure; axial compressor; aero-engine

1 引言

空气流量作为评定航空发动机轴流压气机气动性能的一个重要参数, 直接反映了压气机的流通能力, 也是压气机设计达标考核验证的核心参数之一。因此, 准确测量空气流量对于压气机气动性能的评定具有重要意义^[1-3]。

在大气吸气敞开式压气机气动性能试验中, 广泛采用在试验件上游安装双扭线流量管的方法测量压气机质量空气流量^[4-7], 再通过相似准则换算获

取标准大气条件下的换算流量。现有流量管的设计、加工和使用依照 HB 7115-2020^[8], 该标准中提出质量流量测量精度可达 0.5%。然而, 该技术指标为理想指标, 工程试验中仅在典型马赫数状态且忽略各种影响因素的条件下可以达到, 未考虑空气湿度变化影响、测量截面静压不均匀和附面层分布规律差异等问题^[8]。为提高流量管测量结果的准确性, 林广仁^[9]早在 1996 年就针对附面层修正方法中主流区速度难以确定的问题提出了迭代积分法; 张平

余^[10]、马宏伟^[11]等围绕流量管流量测量方法的优化和评定开展了数值模拟和试验研究工作;李殿玺^[12]、钟华贵^[13]等针对流量管的测量准确性开展了标定方法和不确定度分析方法研究;向宏辉^[14]、王安妮^[15]、黄天润^[16]等围绕流量管的型面设计及其内部流场分布对流量测量影响开展了数值仿真和试验研究。但是由于影响双扭线流量管流量测量的因素众多,在流量管测试布局及数据处理方法对测量结果影响研究方面目前尚无公开报道。

本文围绕双扭线流量管测量方法中测量截面静压径向不均匀和附面层修正方法两个影响因素,采用数值仿真方法模拟了流量管试验测量,分析了测量截面静压不均匀和附面层修正方法对流量测量的影响,并提出了修正方法,可为流量管的测试布局及数据处理方法的完善提供支撑。

2 流量管测量方法

压气机气动性能试验中,流量管进气喇叭口内壁型面曲线按照双扭线数学公式(式(1))进行型面造型,流量管型面尺寸见图1。双扭线型面与圆柱端的切点至静压测量截面的距离 $L = 0.2D \sim 0.5D$,其中 D 为流量管平直段内径,m。

$$r^2 = a^2 \cos 2\alpha \quad (1)$$

式中: $0.6D < a < 0.8D$,本文流量管 $a = 0.7D$; $\alpha = 0 \sim 45^\circ$

试验中,采用流量管测量空气流量(下文简称流量),按式(2)计算:

$$W = KmA \frac{p_t}{\sqrt{T_t}} \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \left(\frac{\gamma+1}{\gamma-1} \right)^{\frac{1}{2}} \left[\left(\frac{p_s}{p_t} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_s}{p_t} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

式中: W 为质量空气流量,kg/s; K 为附面层堵塞修正系数; m 为系数,空气时常取0.040 4; A 为流量管测量截面流通面积,m²; γ 为空气比热容比,常取1.4; p_t 为测量截面总压,Pa; p_s 为测量截面静压,Pa; T_t 为测量截面总温,K。

在工程试验的流量测量中,忽略气流由大气环境至流量管被测截面处的总压损失和温度变化,采用流量管上游来流大气压力、温度作为流量管测量截面总压、总温;忽略双扭线流量管壁面收缩变化引

起的测量截面静压径向不均匀性,采用流量管壁面周向多点算术均值作为流量管静压;假定流量管近壁区附面层分布服从充分发展湍流附面层分布规律,取其位移厚度均值的1/8按式(3)计算附面层堵塞修正系数。为保证流量管测量精度,一般要求流量管内的气流马赫数范围为0.2~0.6,根据误差传递公式可知,随着气流马赫数下降,流量测量误差逐渐增大。

$$K = \left(1 - \frac{\delta}{8r} \right)^2 \quad (3)$$

式中: δ 为附面层厚度,m; r 为流量管测量截面半径,m。

3 数值方法

以 $\phi 360$ mm流量管为研究对象开展数值仿真,模拟试验方法提取各测点数据,分析流量管测量及数据处理方法对结果的影响。流量管内壁型面曲线按双扭线公式构建($a = 0.7D$),其静压测量截面距双扭线切点距离为 $0.2D$,流量管计算模型见图2。

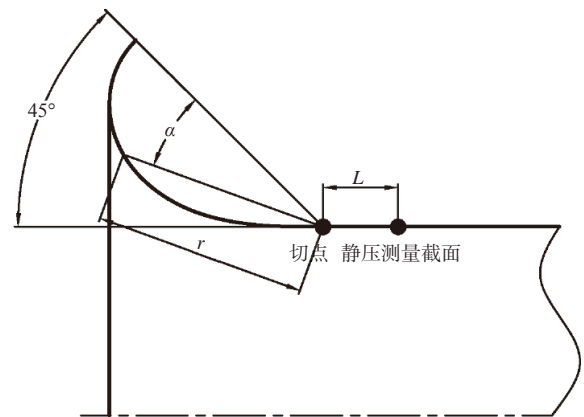


图1 流量管型面尺寸简图

Fig.1 Diagram of twisted-pair flow tube

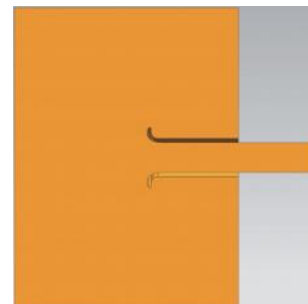


图2 $\phi 360$ mm流量管计算模型

Fig.2 Computational model of twisted-pair flow tube ($\phi 360$ mm)

采用ICEM软件对流量管计算模型进行结构化网格划分,在流量管双扭线及直管段近壁区进行局部加密,第一层网格厚度约为0.003 mm,并在双扭线切点至测量段附近区域进行局部网格加密,计算网格数量约901万。数值计算采用FLUENT中基于压力定常耦合求解器,采用 $k-\omega$ 二方程中SST湍流模型对相对坐标系下的三维雷诺平均N-S方程进行求解,空间离散采用二阶迎风差分格式。边界条件设置为:进口边界给定来流总压101.325 kPa、总温288.15 K,出口边界设置为平均静压,其余固壁面均采用固体无滑移绝热边界。计算过程中,监视静压测量截面壁面等熵马赫数 Ma_{is} 。

$$Ma_{is} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_t}{p_s} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (4)$$

计算过程不断调节出口静压使监视等熵马赫数接近目标马赫数,计算偏差小于0.002。同时监视进出口流量差、出口平均总压等参数,确保计算结果收敛。本文选取 $Ma_{is}=0.3, 0.4, 0.5, 0.6$ 共4个计算状态点。

4 计算结果分析

4.1 测量方法数值分析

图3为流量管 $Ma_{is}=0.6$ 时中截面总压、静压、马赫数和速度分布云图。从总压分布看,主流区近似无黏流动,几乎无总压损失;在近壁附面层区域,受到固壁无滑移边界约束和气流黏性影响,导致附面层内总压衰减。从静压分布看,受到双扭线型面收缩影响,近壁区气流加速,呈现局部低静压区现象,随着气流入平直段,截面上静压不均匀性逐渐削弱。从马赫数和速度分布看,其与静压分布趋势相反,在近壁区流速较快,在主流区流速较慢。从上述分析看,双扭线流量管固有型面曲线的典型特征,导致流量管内部静压分布表现出了独有的分布规律。

关于如何确定主流和附面层边界的问题,理论上附面层内速度分布属于单调递增函数,当速度梯度为0时,该位置即为附面层外主流区速度点。因此,试验中常以此为依据按式(5)计算速度梯度,见图4。图中,当速度梯度接近0时对应点位置几乎对应附面层外主流区速度点。

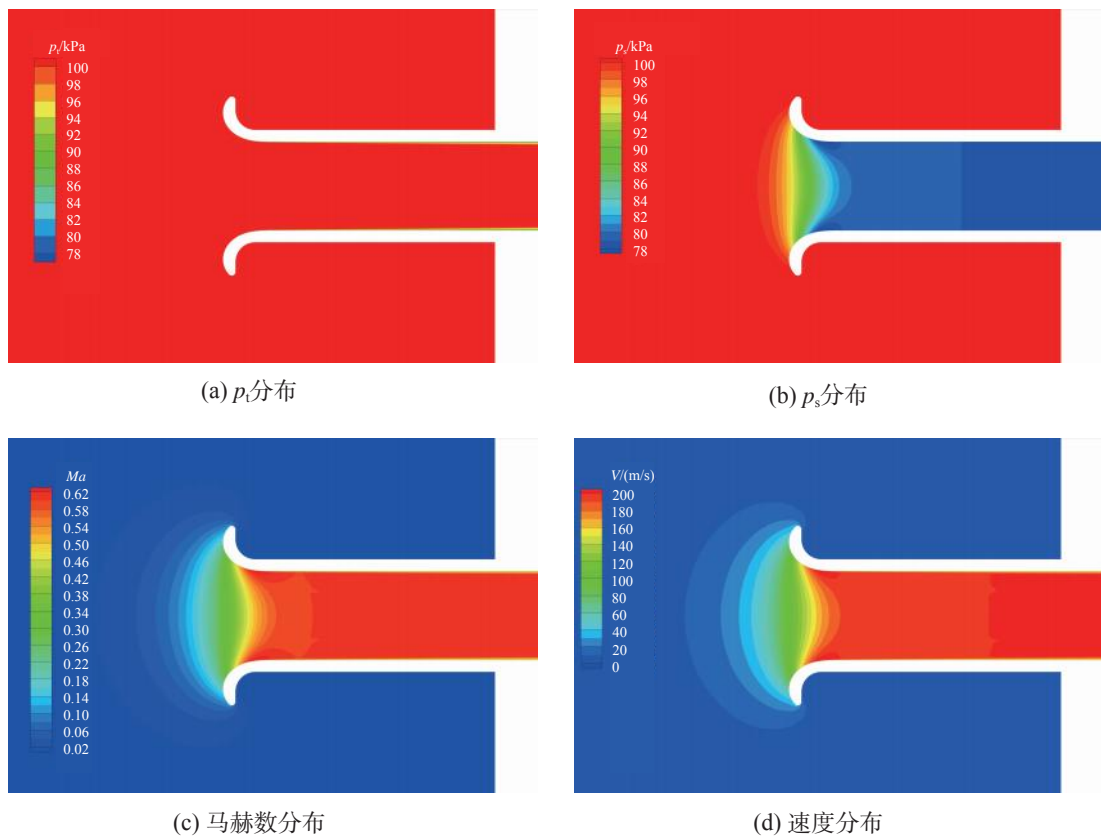


图3 流量管 $Ma_{is}=0.6$ 时中截面总压、静压、马赫数及速度分布

Fig.3 The distribution of total pressure, static pressure, Mach number, velocity at the middle section of the flow tube when $Ma_{is}=0.6$

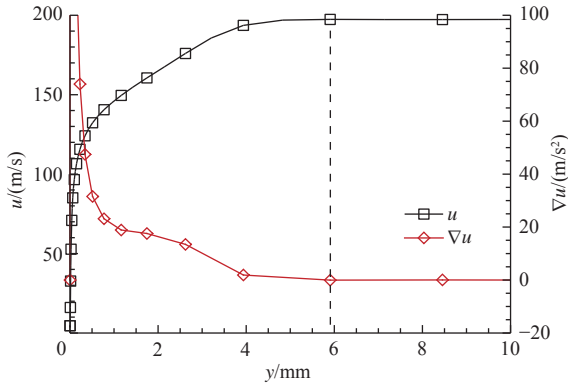


图4 流量管 $Ma_{is}=0.6$ 时 $x=0.2D$ 处速度及其梯度径向分布
Fig.4 Velocity and its gradient radial distribution of flow tube at $x=0.2D$ position when $Ma_{is}=0.6$

$$\nabla u = \frac{u_{i+1} - u_i}{\Delta y} \quad (5)$$

式中： u 为附面层内测点气流速度，m/s； y 为测点距壁面距离，m； i 为测点序号。

图5列出了不同马赫数时流量管附面层厚度及其修正系数随轴向位置变化曲线。图中，随着马赫数降低和测量截面向下游移动，附面层厚度不断增加，附面层修正系数逐渐减小。为分析流量管测量方法对结果的影响，定义流量偏差如下：

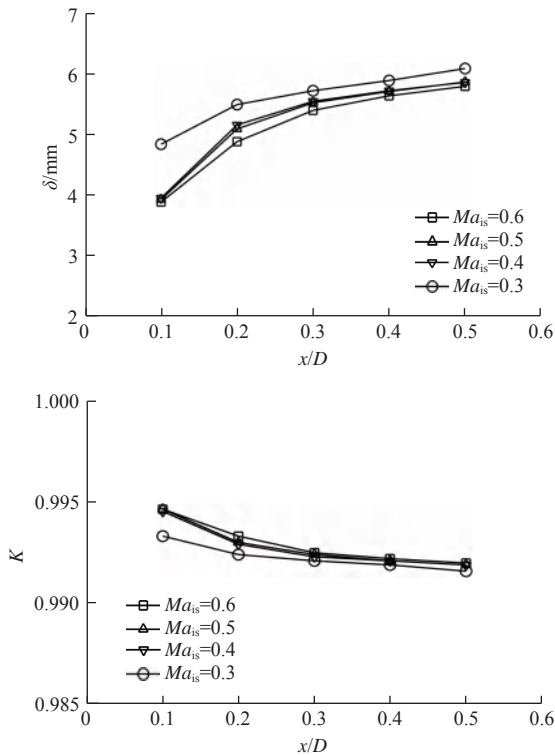


图5 流量管附面层厚度和修正系数变化曲线
Fig.5 Boundary layer thickness and correction coefficient curve of flow tube

$$\Delta W = \frac{W_c - W_s}{W_s} \quad (6)$$

式中： ΔW 为模拟试验方法获取的流量偏差； W_c 为模拟试验方法获取的流量，kg/s； W_s 为仿真获取的流量，kg/s。

图6列出流量管按试验方法获取的流量与仿真流量偏差的变化曲线。图中，按试验方法计算结果偏差沿轴向位置下移而趋于减小，随马赫数减小偏差反而增大。

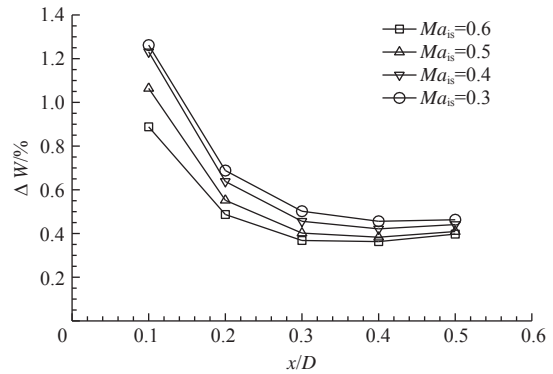


图6 流量管按试验方法计算的流量偏差变化曲线
Fig.6 Flow deviation curve of flow tube calculated by the test method

为进一步明确试验方法计算结果与仿真计算结果之间偏差出现的原因，以附面层边界为界线将整个流量管测量截面划分为附面层区域和主流区域。根据试验方法，可按式(7)、式(8)分别计算主流流量 $W_{c,Z}$ 和附面层流量 $W_{c,B}$ 。

$$W_{c,Z} = mA_Z \frac{p_t}{\sqrt{T_t}} \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \left(\frac{\gamma+1}{\gamma-1} \right)^{\frac{1}{2}} \left[\left(\frac{p_s}{p_t} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_s}{p_t} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

$$W_{c,B} = mA_B \frac{p_t}{\sqrt{T_t}} \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \left(\frac{\gamma+1}{\gamma-1} \right)^{\frac{1}{2}} \left[\left(\frac{p_s}{p_t} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_s}{p_t} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

式中： A_Z 、 A_B 分别为主流区和附面层区域的流通面积，分别按式(9)、式(10)计算。

$$A_Z = \pi(r - \delta)^2 \quad (9)$$

$$A_B = \pi(r - \delta^*)^2 - \pi(r - \delta)^2 \quad (10)$$

式中: δ^* 为附面层位移厚度,m。

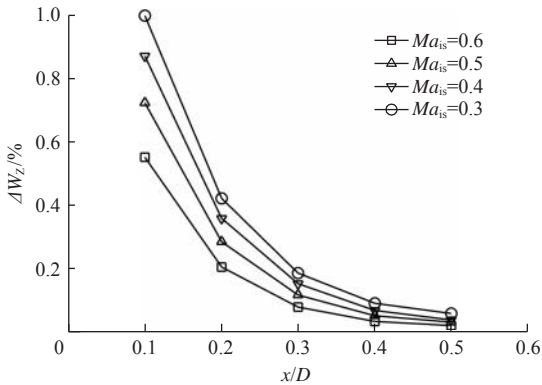
同时采用积分方式计算仿真结果中主流区和附面层流量。分别按式(11)、式(12)计算不同状态下主流区和附面层区域流量偏差。

$$\Delta W_Z = \frac{W_{c,Z} - W_{f,Z}}{W_f} \quad (11)$$

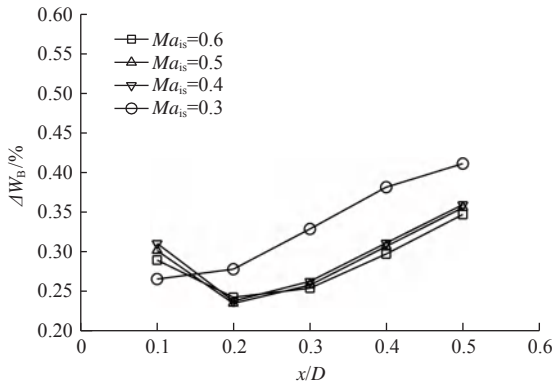
$$\Delta W_B = \frac{W_{c,B} - W_{f,B}}{W_f} \quad (12)$$

式中: ΔW_Z 、 ΔW_B 分别为主流区和附面层流量偏差; $W_{f,Z}$ 、 $W_{f,B}$ 分别为仿真获取的主流区和附面层区域流量。

图7为 $\phi 360$ mm流量管不同马赫数时主流区和附面层计算流量偏差变化曲线。图中,主流区流量偏差随静压测量截面位置下移迅速减小,随流动马赫数增大而减小;而附面层内流量偏差随静压测量截面位置下移呈先减小后增大的趋势。由于 $Ma_{is}=0.3$ 时附面层分界处计算节点密度差异导致线性积



(a) 主流区



(b) 附面层

图7 流量管主流区和附面层流量计算偏差

Fig.7 Flow calculation deviation between mainstream area and boundary layer of flow tube

分结果存在微小差异,导致图中 $Ma_{is}=0.3$ 的附面层内流量偏差存在差异。主流区和附面层内的计算偏差均为正值,即与仿真结果相比偏大。结合前述数据处理方法和流量管流场分布可知,主流区流量偏差是由于采用壁面静压替代截面均值静压产生,当截面位置向下游移动主流区内静压均匀性大幅改善,主流区的流量计算偏差逐渐减小。在常用测量截面($x = 0.2D$)上,主流区测量偏差在 $Ma_{is}=0.3\sim 0.6$ 时可达0.2%~0.4%左右。附面层内流量计算偏差的原因是计算获取的附面层速度分布并不服从理论充分发展湍流附面层的1/7指数分布规律,如图8所示。图中, U 为主流区速度,m/s。可见,仿真获取的附面层内速度分布没有充分发展湍流附面层饱满,两条曲线封闭区内积分流量即为前述附面层修正产生的流量偏差。

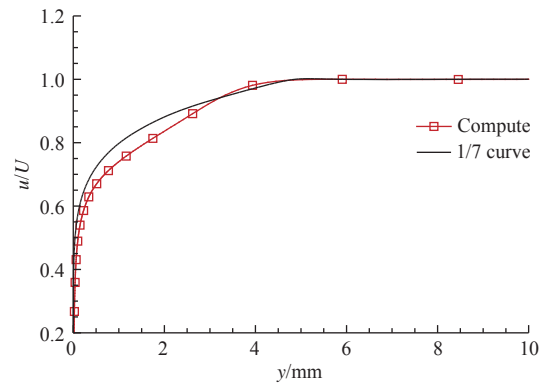


图8 流量管 $Ma_{is}=0.6$ 测量截面计算的附面层速度分布
Fig.8 Velocity distribution of boundary layer at measuring section when $Ma_{is}=0.6$

4.2 静压不均匀修正

对于流量管测量静压不均匀问题,HB 7115-2020将静压测点轴向位置放宽至 $0.5D$,即可将静压测量截面向下游移动,可大幅削减由静压不均匀引起的流量偏差。本文针对流量管静压测量截面在 $x = 0.2D$ 时静压分布不均匀问题进行了修正,按下式对该截面上静压分布进行了归一化处理:

$$\xi = \frac{p - p_w}{p_c - p_w} \quad (13)$$

式中: ξ 为无量纲静压; p 、 p_w 、 p_c 分别为测点静压、壁面静压、中心区静压,Pa。

图9列出了归一化后 $\phi 360$ mm流量管不同马赫数时测量截面的静压径向分布。可见,归一化后不同马赫数的静压径向分布基本重合,且近似服

从三次多项式分布,通过该关系式可获取截面上无量纲静压分布。进一步构建中心区静压和壁面静压的函数关系式(图10),对其进行线性拟合,即可依据前述拟合三次多项式获取测量截面的静压径向分布。

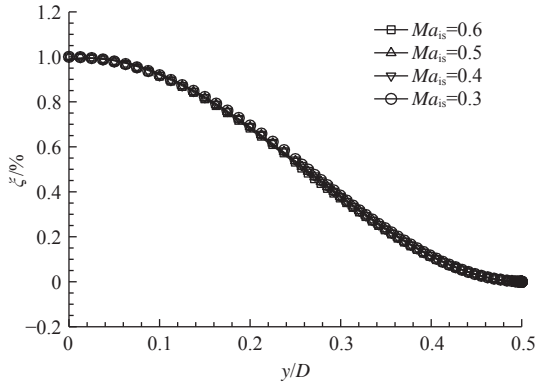


图9 流量管静压径向分布归一化结果
Fig.9 Normalized results of static pressure radial distribution of flow tube

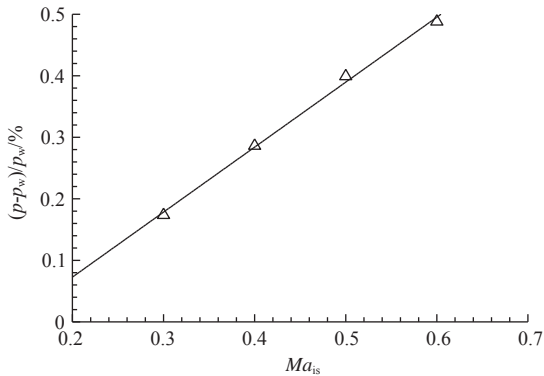


图10 流量管壁面-中心无量纲静压差值随马赫数分布
Fig.10 Non-dimensional static pressure difference between the wall and center of the flow tube varies with Mach number

试验中可直接测取流量管壁面静压,因此可根据前述拟合曲线预估该截面静压径向分布,预估结果见图11。图中,预估结果较接近计算结果,这表明通过获取特定截面的静压分布规律,采用数学拟合可以实现流量管内静压径向分布的预估。根据上述静压分布按面积加权计算截面平均静压,进一步对比主流区流量偏差,结果见表1。可见,由于测量截面静压径向不均匀现象随马赫数增大而增强,因此试验法获取的主流区流量偏差随马赫数增大而增大;采用面积加权平均静压计算的主流区流量偏差降低了1个数量级。

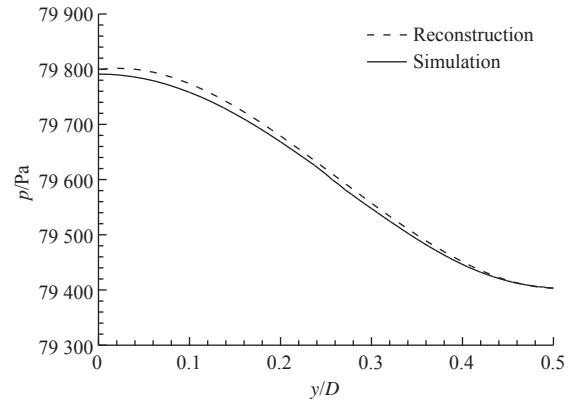


图11 流量管 $Ma_{is}=0.6$ 修正后和计算的静压分布对比
Fig.11 Comparison of corrected and calculated static pressure distribution of the flow tube when $Ma_{is}=0.6$

表1 主流区流量计算偏差

Table 1 Flow calculation deviation of mainstream area

马赫数	试验法流量偏差/%	修正后流量偏差/%
0.3	0.203 8	-0.004 5
0.4	0.284 2	0.023 0
0.5	0.357 6	0.025 7
0.6	0.420 4	0.024 2

4.3 附面层修正

由于流量管测量截面处附面层厚度较薄,受探针结构尺寸影响,导致采样数据空间分辨率不足,因此试验中无法准确获取流量管截面内附面层速度分布规律。为此,试验中除了1/8位移厚度修正方法之外,还常用一种按测点积分的附面层堵塞修正方法。在压气机气动性能试验中,通过径向多点附面层探针或可移动式总压探针测取附面层内总压径向分布,径向空间分辨率约为0.5 mm。为分析该方法对计算结果的影响,以仿真数据为输入构建空间分辨率0.5 mm的流场测点。按照积分方式估算附面层内流量,分析该方法对附面层堵塞修正的影响。根据前述确定的附面层厚度为分界面,对其内部试验测点数据进行线性插值积分计算附面层内流量,具体如下式所示:

$$W_{c,B1} = \sum_{i=0}^{\delta} \frac{(\rho_i + \rho_{i+1})}{2} \frac{(u_i + u_{i+1})}{2} \pi (r_i^2 - r_{i+1}^2) \quad (14)$$

式中: $W_{c,B1}$ 为模拟试验数据线性积分获取的附面层流量,kg/s; ρ 为当地密度,kg/m³。

表2列出了流量管附面层积分法计算的流量偏差。可见,模拟试验数据积分法计算的附面层流量较仿真结果偏小,分析出现这种现象的原因主要在

表2 流量附面层积分计算偏差对比
Table 2 Comparison of flow calculation deviation of boundary layer with integral method

马赫数	位移法流量偏差/%	积分法流量偏差/%
0.3	0.279 4	-0.112 2
0.4	0.239 3	-0.123 1
0.5	0.236 3	-0.123 0
0.6	0.244 2	-0.121 7

于试验条件下测点数据空间分辨率差,未能完全描述附面层内速度分布。图12给出了流量管 $Ma_{is}=0.6$ 时 $x=0.2D$ 截面附面层内速度分布。可见,附面层内第1个测点与壁面间区域的积分结果存在明显差异。试验方法采用两点线性插值,无法模拟真实附面层近壁区的饱满速度分布形态。表3列出了去掉近壁第1个环面后的附面层流量。可见,试验测取的附面层内速度分布仍可以准确表达附面层内第1点之后的区域,但无法描述近壁第1个环面的速度场分布。因此,附面层测量的关键在于近壁第1个环面的测量分辨率,第1个测点越接近壁面,此种方法计算结果的偏差越小。

从上述分析中可知,试验中采用积分法计算附面层流量的主要影响因素,在于对第1个测点与壁面

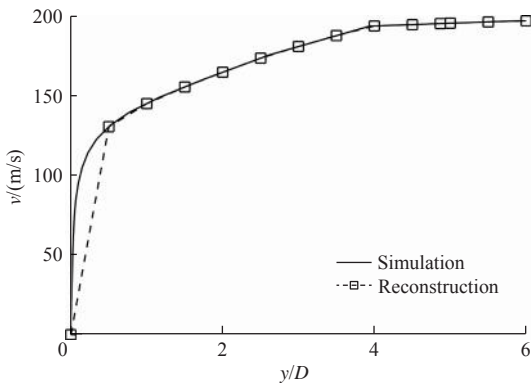


图12 流量管 $Ma_{is}=0.6$ 时 $x=0.2D$ 附面层数据重构取点示例
Fig.12 Reconstruction point of boundary layer of the flow tube at $x=0.2D$ when $Ma_{is}=0.6$

表3 去掉近壁第1个环面后的附面层流量偏差

Table 3 Flow deviation of boundary layer after removing the first ring surface

马赫数	流量偏差/%
0.3	0.005 4
0.4	-0.001 5
0.5	-0.002 2
0.6	-0.003 9

之间区域线性插值的结果不准确,其根本原因在于该区域内速度分布并不服从线性分布。本文根据充分发展湍流的速度分布规律,假设测取的第1点数据与壁面之间的速度场分布服从指数分布,通过第1个测点数据和测取的附面层厚度估算指数 n ,以此近似获取近壁区域的速度分布,具体方式为:

$$n = \ln\left(\frac{y}{\delta}\right) / \ln\left(\frac{u}{U}\right) \quad (15)$$

图13示出了重构后流量管 $Ma_{is}=0.6$ 时 $x=0.2D$ 处近壁区内速度分布。可见,重构后速度分布较仿真结果偏饱满,将导致此处计算流量略有偏大。以此速度分布重新计算该区域的流量,计算的流量偏差见表4。可见,采用指数分布规律对第1个测点内的速度分布重构后,计算的附面层内流量偏差大幅下降。表中, $Ma_{is}=0.6$ 状态下流量偏小是由于在附面层第1个环面外区域线性积分偏小导致。这表明,工程上获取流量管表面速度分布后,通过指数分布规律重构近壁区流场后可进一步降低线性插值积分法带来的偏差。

5 结论

围绕双扭线流量管测量方法中测量截面静压不

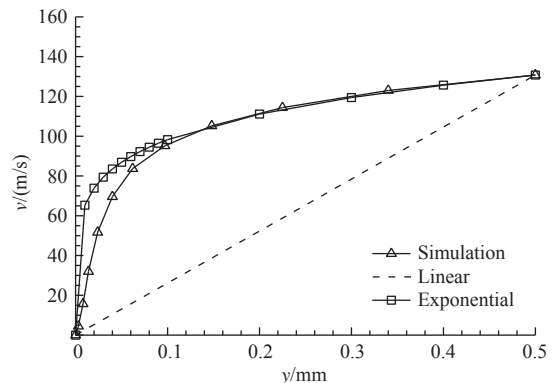


图13 重构后流量管速度分布
Fig.13 Velocity distribution of the flow tube after reconstruction

表4 指数分布计算的附面层内流量偏差

Table 4 Flow deviation of boundary layer with exponential method

马赫数	流量偏差/%
0.3	0.016 6
0.4	0.005 3
0.5	0.001 3
0.6	-0.002 9

均匀和附面层修正方法两个影响因素,采用数值仿真方法模拟了流量管试验测量,分析了测量截面静压不均匀和附面层修正方法对流量测量的影响,并提出了修正方法。主要研究结论为:

(1) 静压测量截面距离双扭线切点越近,测量截面静压不均匀性对主流区流量计算偏差的影响越大,对此可通过建立静压关联关系式进行修正;

(2) 试验中采用积分法计算附面层流量时,近壁区速度分布与线性分布存在差异,导致第1个测点与壁面间区域积分流量存在偏差,对此可按指数分布规律重构近壁区速度进行修正。

参考文献:

- [1] 向宏辉,任铭林. 多级压气机改进设计的性能试验[J]. 热力透平,2010,39(2):104-108.
- [2] 袁巍,陆亚钧,周盛. 高负荷风扇级的特性实验与流场分析[J]. 推进技术,2004,25(4):377-380.
- [3] 史建邦,申世才,高扬,等. 航空发动机空气流量测量与计算方法研究[J]. 工程与试验,2011,51(4):15-18.
- [4] BROKOPP R A,GRONSKI R S. Small engine components test facility compressor testing cell at NASA Lewis research center[R]. AIAA 92-3980,1992.
- [5] Measurement of gas flow by bellmouth inlet flowmeters [S]. ASME MFC-26-2011,New York:The American Society of Mechanical Engineers,2011.
- [6] HILDEBRANDT P,JOHANN E. Reducing static pressure measurement errors to increase accuracy of air mass flow measurement[R]. AIAA 98-2712,1998.
- [7] BEALE D,HAND T,SEBOURN C. Development of a bellmouth airflow measurement technique for turbine engine ground test facilities[R]. AIAA 2001-3676,2001.
- [8] HB7115-2020,航空燃气涡轮发动机压气机气动性能试验方法[S].
- [9] 林广仁. 位移厚度测量计算的影响因素和流量管流量系数测定[J]. 航空发动机,1996,(4):46-51.
- [10] 张平余. 音速喷嘴流量传统测量法的优化及湿空气流量测量的解决方法[J]. 测控技术,2008,27(1):10-12.
- [11] 马宏伟,屈冬平,张志宏,等. 测量靶对流量管面积积分法测量流量的影响[J]. 航空动力学报,2022,37(11):2574-2586.
- [12] 李殿玺,王世安,游克全,等. 一种新的流量管标定方法[J]. 热能动力工程,2004,19(3):316-317.
- [13] 钟华贵. 一种空气流量测量装置对比标定和不确定度评定方法[J]. 燃气涡轮试验与研究,2011,24(2):1-4.
- [14] 向宏辉,侯敏杰,葛宁,等. 压气机试验用流量管气动设计与应用验证[J]. 燃气轮机技术,2015,28(4):28-34.
- [15] 王安妮,张志博,陈业辉,等. 进气流量管喇叭口型面设计气动性能数值模拟研究[C]//. 第九届中国航空学会青年科技论坛论文集. 西安:2020.
- [16] 黄天润,武卉,陈业辉,等. 某风扇/增压级试验器的前置全消声室内流量管的流场分析[C]//. 第九届中国航空学会青年科技论坛论文集. 西安:2020.

压气机试验用典型结构探针吹风试验研究

刘晓晨¹, 高杰¹, 万浩涵², 赵俭², 王磊¹

(1. 中国航发四川燃气涡轮研究院, 四川 绵阳 621000;

2. 中国航空工业集团公司北京长城计量测试技术研究所, 北京 100095)

摘要: 围绕压气机气动性能试验中探针测量准确性问题, 对压气机试验用典型结构的总压探针(滞止罩结构和球窝结构)、总温探针(单屏蔽结构和多屏蔽结构)开展了对比吹风试验研究。研究表明, 滞止罩结构总压探针在气流不敏感角、测量精度、测量稳定性等方面均优于球窝结构总压探针, 单屏蔽热电偶总温探针的总温恢复特性优于双屏蔽总温探针。当温度较低时, 热辐射误差的影响较小, 双屏蔽总温探针在总温测量精度方面较单屏蔽探针未体现出明显优势。

关键词: 压气机; 总温探针; 总压探针; 屏蔽结构; 吹风试验

中图分类号: V231.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-2620(2024)04-0057-06

DOI: 10.3724/j.GTER.20240038

Blowing tests on typical structures of probes used in compressor tests

LIU Xiaochen¹, GAO Jie¹, WAN Haohan², ZHAO Jian², WANG Lei¹

(1. AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Mianyang 621000, China;

2. AVIC Changcheng Institute of Metrology and Measurement, Beijing 100095, China)

Abstract: Focusing on probe measurement accuracy in compressor performance tests, blowing tests were carried out on typical structures of the total pressure probe (stagnation cap structure and ball hole structure) and the total temperature probe (single-shielded structure and double-shielded structure) used in compressor tests. The results show that the total pressure probe with a stagnation cap structure is superior to the probe with a ball hole structure in terms of airflow sensitivity angle, measurement accuracy, and measurement stability. The recovery characteristic of a single-shielded thermocouple total temperature probe is better than that of a double-shielded probe. The influence of thermal radiation error is small at low temperatures, and the double-shielded total temperature probe does not have significant advantages over the single-shielded probe in the measurement accuracy of total temperature.

Key words: compressor; total temperature probe; total pressure probe; shielded structure; blowing test

1 引言

内置接触式探针因其使用方便、性能可靠, 在压气机内流场试验测量领域得到广泛应用^[1-2]。但受其测量原理、结构强度和加工工艺等因素的限制, 通常需要将探头安装在一定厚度的支杆上, 导致被测无扰流场中气动参数分布在局部区域发生扰动, 测量结果与干净流场之间存在差异。同时, 由于探针支杆对气流的阻滞作用, 在支杆背风面形成低压低速尾迹区, 沿下游不断与主流相互掺混, 产生额外的

气动损失, 进一步影响了试验件性能的准确评定。

围绕内置接触式探针, 国内外学者就探针堵塞扰动对流场测量的影响开展了大量的研究工作。GILARRANZ^[3]、COLDRICK^[4]、MERSINLIGIL^[5]等对探针堵塞扰动效应影响开展了测量数据修正方法的试验研究; TREASTER^[6]、PARAMESWARAN^[7]等围绕多孔探针的校准和误差分析进行了大量试验研究; 马宏伟^[8]、王洪伟^[9]、林其勋^[10]等就真实压气机试验中速度梯度、近壁效应、雷诺数等因素对探针

收稿日期: 2024-06-29

基金项目: 民用飞机专项科研项目(MJ-2016-J-96)

作者简介: 刘晓晨(1989-), 男, 山西运城人, 工程师, 主要从事叶轮机试验技术研究。

测量误差的影响开展了试验研究。MA等^[11]针对探针支杆对低速轴流压气机气动性能的影响开展了数值研究;向宏辉等^[12-13]采用数值模拟与试验研究的方法,围绕叶型探针结构布局对压气机气动性能的影响进行研究,探索了叶型探针局部扰动效应与压气机气动性能的关联机制;杨荣菲等^[14]以某1.5级压气机为研究对象开展了探针支杆扰流的数值研究;高杰等^[15-16]通过数值模拟和试验验证的方式开展了圆柱型探针支杆尾缘修型方法研究,减小了探针支杆尾迹。

围绕压气机气动性能试验中探针测量准确性问题,本文对压气机试验用典型结构的总压探针(滞止罩结构和球窝结构)、总温探针(单屏蔽结构和多屏蔽结构)开展了对比吹风试验研究,以分析不同结构探针测量准确性的差异。

2 典型结构探针

选用某型压气机出口截面总温总压复合探针模拟滞止罩总压探针和单屏蔽热电偶探针。该探针支杆长度约为23.00 mm,宽度为6.00 mm。支杆上径向布置了5个测点,每个测点外焊接有滞止罩。滞止罩外形呈椭圆形,长半径为3.00 mm,短半径为1.50 mm,滞止罩长度为6.00 mm。在滞止罩根部两侧开设有直径为2.00 mm的泄气孔,滞止罩内部埋设有总压管和T型热电偶,偶丝精度为I级。探针实物见图1,图中测点从左到右依次为测点1~5。



图1 总温总压探针

Fig.1 Total temperature and total pressure probe

球窝总压探针支杆长度约为23.00 mm,宽度为6.00 mm。支杆上径向布置了5个直径为3.00 mm的球窝测点,探针实物见图2。图中测点从左到右依次为测点1~5。

为对应前述总温总压复合探针各个测点,设计了3支双屏蔽热电偶探针,分别对应第1、3、5测点。

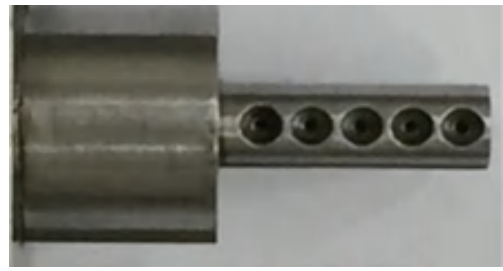


图2 球窝结构总压探针

Fig.2 Total pressure probe with a ball hole structure

双屏蔽总温探针支杆厚度为7.00 mm,支杆上焊接有2层滞止罩。第1层滞止罩直径为5.50 mm,壁厚为0.50 mm,长度为10.00 mm。第2层滞止罩外径为3.00 mm,壁厚为0.50 mm,长度为7.00 mm。在第1层滞止罩根部两侧布设直径为2.25 mm的泄气孔,第2层滞止罩根部两侧布设直径为1.30 mm的泄气孔。第2层滞止罩内部布置有T型热电偶,偶丝精度为I级。探针实物见图3。

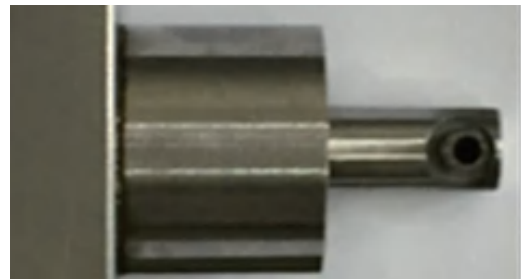


图3 双屏蔽热电偶总温探针

Fig.3 Double-shielded thermocouple total temperature probe

3 探针吹风特性试验研究

3.1 试验装置

选取某常温校准风洞对滞止罩总压探针和球窝总压探针进行总压测量校准吹风试验,同时对单屏蔽热电偶总温探针和双屏蔽热电偶探针进行总温恢复特性校准吹风试验,试验系统见图4。该风洞收缩段出口直径为70.00 mm;气流温度为常温;气流马赫数(Ma)范围为0.10~0.95;压力传感器精度为0.15级,量程为100 kPa;数字无汞气压计的最大测量误差为 ± 40 Pa;参考温度传感器为1支T型热电偶,最大相对测量误差为 ± 0.5 °C。开展校准吹风试验时,以稳定段内参考探针总压/总温测量值为校准值,获取探针的校准特性。总压校准试验工况为:气流马赫数范围为0.2~0.4,气流偏角(β)分别为 0° 、 $\pm 10^\circ$ 、

±15°、±20°。总温恢复特性校准吹风试验工况为气流马赫数0.2~0.5。

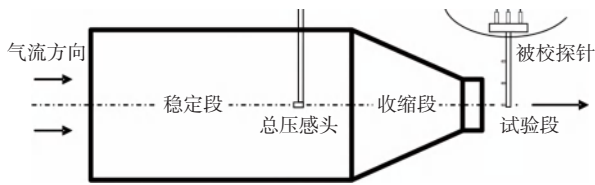


图4 总压测量校准吹风试验系统示意图
Fig.4 Schematic diagram of total pressure measurement calibration blowing test system

选取某热校准风洞对单屏蔽热电偶总温探针和双屏蔽热电偶总温探针进行总温测量偏差校准吹风试验,见图5。该风洞试验段直径为100.00 mm;气流温度范围为100~900 °C;气流马赫数范围为0.2~0.6;核心区温场均匀度优于±1 °C;核心区温度脉动不超过±0.3 °C/min;压力传感器精度为0.15级,量程为100 kPa;数字无汞气压计的最大测量误差为±40 Pa;参考温度传感器为1支布置于风洞稳定段中心的高精度双屏蔽吸气式热电偶探针,其最大相对测量误差为±0.4%。开展吹风试验时,先将被校探针与参考探针移出试验段,待热风洞启动且流场稳定后,再将被校探针置入试验段核心区,并以参考探针测量值为校准值。为模拟大多数压气机试验件的工作范围,分别在气流温度为553 K(Ma=0.4)、484 K(Ma=0.4)、364 K(Ma=0.3)、328 K(Ma=0.2)4个状态下开展校准吹风试验。

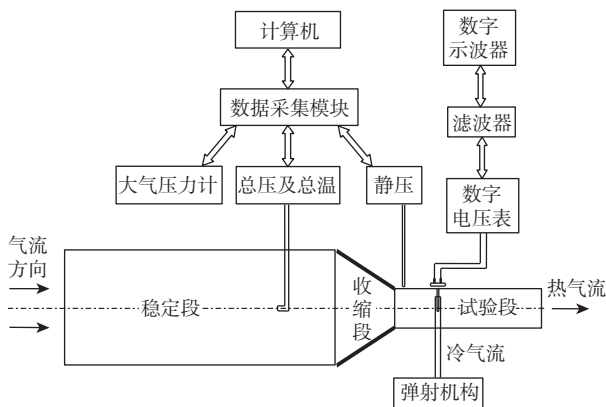


图5 总温测量偏差吹风试验系统示意图
Fig.5 Schematic diagram of total temperature measurement deviation blowing test system

3.2 试验结果及分析

为定量对比2组探针测量结果的优劣,定义测量

偏差如公式(1)所示。图6给出了滞止罩与球窝总压探针的校准试验结果。可见,滞止罩总压探针各个测点测量的总压相对偏差($\delta(p_t)$)在±20°气流偏角范围内未随气流角变化产生明显波动,同时基本不受气流马赫数变化的影响,且各个测点测量偏差表现出了很好的一致性。从所有试验状态看,所有测点的总压相对偏差均未超过0.07%。球窝总压探针各测点测量的总压相对偏差均随气流角增大先减小后增大,随气流马赫数增大而逐渐增大,同时各个测点测量结果存在一定差异,一致性稍差。与滞止罩总压探针测量结果相比,球窝总压探针在0°气流偏角时总压测量偏差大小相近,但在其余气流偏角时明显偏大。以上分析表明,滞止罩总压探针在气流不敏感角、测量精度、测量稳定性等方面均优于球窝状总压探针。但从结构上看,球窝状总压探针结构较简单,适合于紧凑空间环境。

$$\delta = \frac{\text{测量值} - \text{校准值}}{\text{校准值}} \times 100\% \quad (1)$$

式中: δ 为测量偏差。

对于气流总温测量,由于气流动能不可能完全恢复为热能,以及传感器表面附面层内部存在热交换,所以测量结果易受到速度误差和传热误差的干扰。速度误差对测量结果的影响一般用总温恢复系数 r 表示,计算公式为:

$$r = 1 - \frac{T_{\text{ref}} - T_i}{T_{\text{ref}}} \left[1 + \frac{2}{(k-1)Ma^2} \right] \quad (2)$$

式中: T_{ref} 为参考温度,K; T_i 为被测温度,K; k 为比热比常数,取值1.4。对于气流总温测量,热电偶探针的总温恢复系数越接近1且数值稳定,说明探针测量准确性越好。

图7给出了单屏蔽与双屏蔽总温探针的总温恢复特性试验结果。可见,2种探针的总温恢复特性均与马赫数呈正相关。单屏蔽总温探针的总温恢复系数处于0.927~0.965之间,而双屏蔽总温探针的总温恢复系数处于0.908~0.925之间。对比而言,相同马赫数条件下,单屏蔽总温探针总温恢复系数明显大于双屏蔽总温探针,表明前者总温恢复特性优于后者,即前者受速度误差影响较小。这是由于与单屏蔽总温探针相比,双屏蔽总温探针结构上存在2层滞止罩,气流滞止引起温度上升并与2层滞止罩内外部传热达到平衡时,产生了更多的温度损失,导致双屏

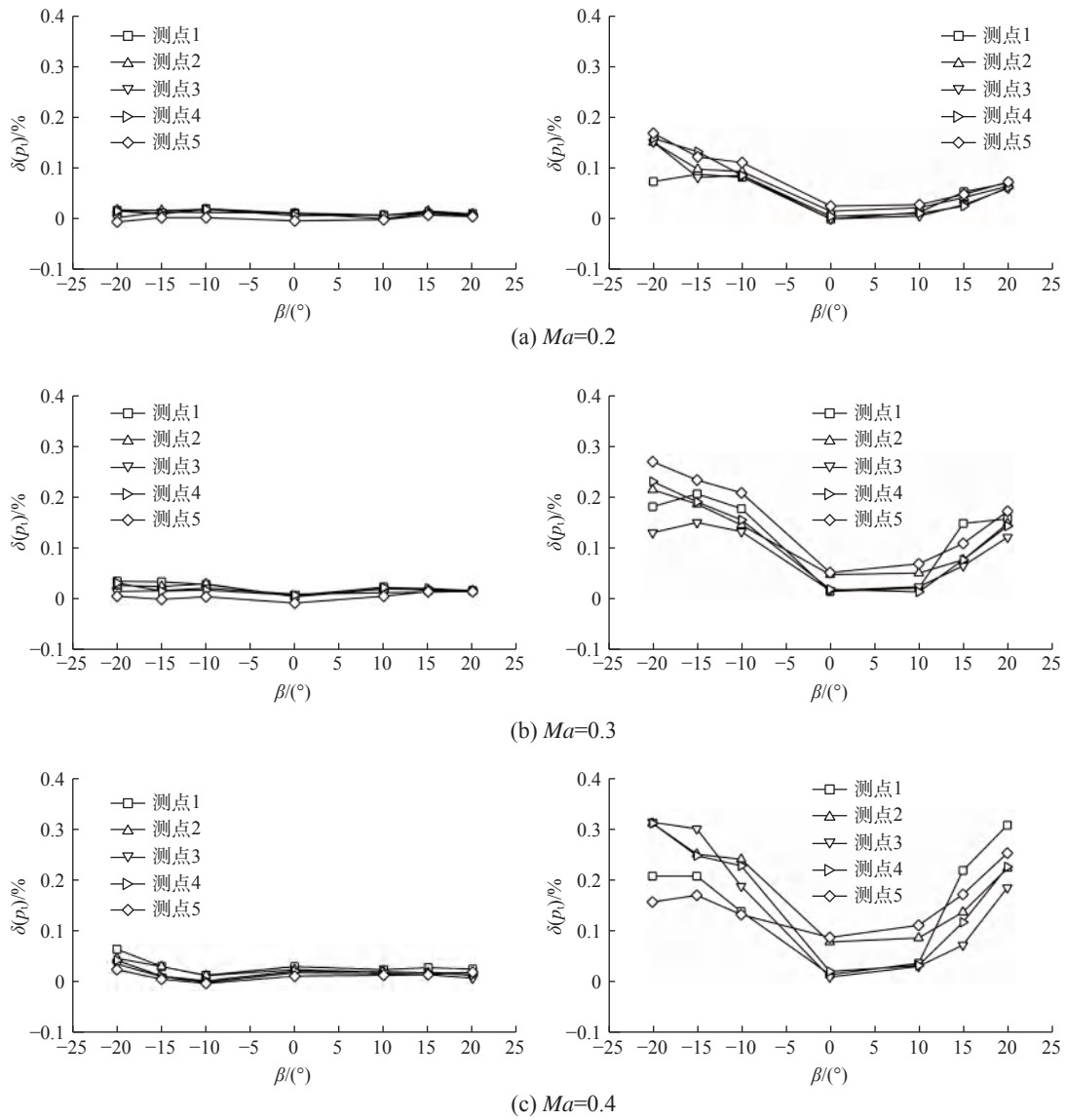


图6 出口探针总压校准吹风试验结果(左为滞止罩结构,右为球窝结构)

Fig.6 Export probe total pressure calibration blowing test results (the left is the stagnation cap structure and the right is the ball hole structure)

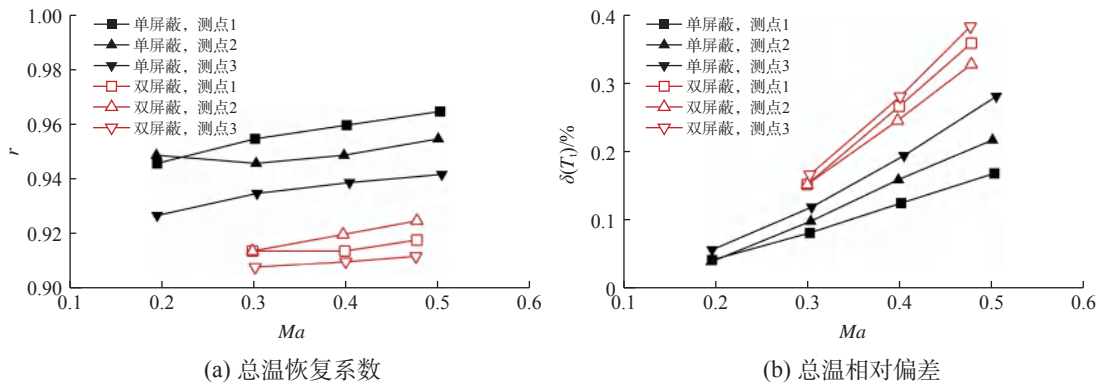


图7 常温风洞校准的总温恢复系数与总温相对偏差

Fig.7 Total temperature recovery coefficient and relative deviation of total temperature for calibration in the ambient temperature wind tunnel

蔽总温探针的总温恢复特性偏差。进一步分析该试验所得测量结果的相对偏差(图7右)可见,2种探针测量的总温相对偏差均未超过0.4%,双屏蔽热电偶探针测量偏差明显大于单屏蔽热电偶探针。

图8给出了单屏蔽与双屏蔽总温探针热风洞中校准试验结果。可见,单屏蔽热电偶探针测量的总温相对偏差较双屏蔽探针的偏小,但差异较小。基于前述常温校准风洞中获取的2种探针的总温恢复特性对热风洞试验结果进行速度误差修正,以排除速度误差带来的测量误差,从而比较2种探针结构中热辐射误差带来的影响,修正后的测量偏差结果见图9。可见,修正后2种探针的总温测量偏差差异更小,这表明辐射误差对2种探针的影响程度差异不大。理论上,热辐射误差对测量结果的影响随测量温度增大而增强,高温环境下双屏蔽探针在减小热辐射误差方面较单屏蔽探针更有优势。但本文试验温度范围仅为50~275 °C,气流温度较低,热辐射对热电偶探针测量结果的影响较小,未能体现双屏蔽式热电偶探针的技术优势。该结果表明,在低压比压气机试验中,采用双屏蔽热电偶探针会导致速度误差增大,且在减小热辐射误差方面不存在明显优势。

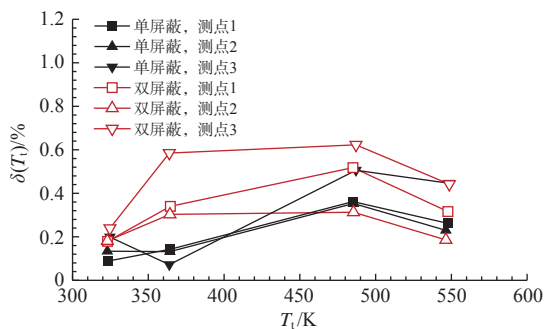


图8 热风洞校准的总温相对偏差

Fig.8 Relative deviation of total temperature for calibration in the thermal wind tunnel

4 结论

围绕压气机气动性能试验中探针测量准确性问题,对压气机试验用典型结构的总压探针(滞止罩结构和球窝结构)、总温探针(单屏蔽结构和多屏蔽结构)开展了对比吹风试验研究,得到如下结论:

- (1) 滞止罩总压探针在气流不敏感角、测量精度、测量稳定性等方面均优于球窝总压探针;
- (2) 单屏蔽热电偶总温探针的总温恢复特性优

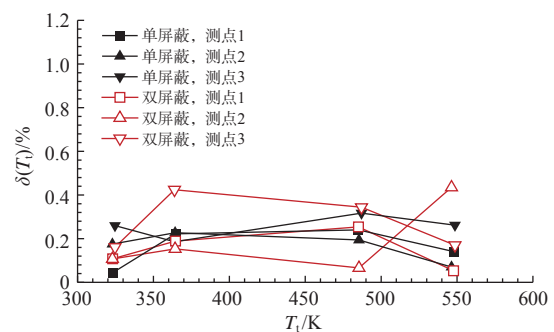


图9 修正后的总温相对偏差

Fig.9 Revised relative deviation of total temperature

于双屏蔽总温探针;

(3) 当温度较低时,热辐射误差的影响较小,双屏蔽总温探针在总温测量精度方面较单屏蔽探针未体现出明显优势。

参考文献:

- [1] GROSVENOR A D, TAYLOR D A, BUCHER J R, et al. Measured and predicted performance of a high pressure ratio supersonic compressor rotor[R]. ASME GT2008-50150, 2008.
- [2] ADAMCZYK J J, HANSEN J L, PRAHST P S. A post test analysis of a high-speed two-stage axial flow compressor[R]. ASME GT2007-28057, 2007.
- [3] GILARRANZ J L, RANZ A J, KOPKO J A, et al. On the use of five-hole probes in the testing of industrial centrifugal compressors[J]. Journal of turbomachinery, 2005, 127(1): 91-106.
- [4] COLDRICK S, IVEY P C, WELLS R G. The influence of compressor aerodynamics on pressure probes: Part 2—Numerical models[R]. ASME GT2004-53241, 2004.
- [5] MERSINLIGIL M, BROUCKAERT J F, COURTIADÉ N, et al. A high temperature high bandwidth fast response total pressure probe for measurements in a multistage axial compressor[R]. ASME GT2011-45558, 2011.
- [6] TREASTER A L, YOCUM A M. The calibration and application of five-hole probes[J]. ISA Transactions, 1979, 18(3): 23-34.
- [7] PARAMESWARAN V, JATEGAONKAR R V, PRESS M. Calibration of five-hole probe for flow angles from dynamic and tower fly-by maneuvers[R]. AIAA 2002-4627, 2002.
- [8] 马宏伟, 蒋浩康. 速度梯度、近壁效应和Re数对压力探针测量误差的影响[J]. 航空动力学报, 1995, 10(4):

- 337-342.
- [9] 王洪伟,方剑,王治. 速度梯度对圆柱探针测量的影响及修正[J]. 航空动力学报,2008,23(4):712-717.
- [10] 林其勋,许都纯,刘松龄. 压力探针临壁效应的试验研究[J]. 航空动力学报,1996,11(1):56-58.
- [11] MA Hongwei,LI Shaohui,WEI Wei. Effects of probe support on the flow field of a low-speed axial compressor[J]. Journal of Thermal Science,2014,23(2):120-126.
- [12] 向宏辉. 叶型探针对压气机性能影响的数值模拟与试验研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2011.
- [13] 向宏辉,任铭林,马宏伟,等. 叶型探针对轴流压气机性能试验结果的影响[J]. 燃气涡轮试验与研究,2008,21(4):28-33.
- [14] 杨荣菲,赵建通,向宏辉,等. 进口探针支杆对1.5级压气机气动性能的影响[J]. 推进技术,2017,38(5):1038-1046.
- [15] 高杰,向宏辉,杨荣菲,等. 尾缘修型对探针支杆尾迹抑制作用的数值研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2017,30(1):28-31+35.
- [16] 高杰,向宏辉,代秋林,等. 探针支杆尾迹特性对压气机叶栅性能的影响[J]. 燃气涡轮试验与研究,2019,32(6):6-13.

征稿启事

《燃气涡轮试验与研究》是经原国家科委批准的正式期刊(双月刊),由中国航发四川燃气涡轮研究院主办,面向国内外公开发行人。本刊以燃气涡轮技术为基础,重点报道航空动力装置试验研究、设计和制造行业中具有学术价值、工程应用价值和创造性的科技成果及其在国民经济领域的应用,以试验研究为特色。本刊的发行范围已涵盖航空科研院所、工厂、高校、航空发动机主管部门,以及相关行业,是传播航空发动机专业信息和活动的理想平台,受到航空界知名专家、教授和学者的喜爱与关注。

本刊为《中国学术期刊影响因子年报》统计源期刊,已被国内众多著名数据库收录。本刊采用双盲制、一稿两审的审稿方式。欢迎国内外作者自由投稿。

一、来稿要求和注意事项

- 1、稿件应突出创新成果,论点明确、论理清楚、数据可靠,文字精炼,图表规整。
- 2、稿件中的文字、数据和图表等内容必须遵守国家保密规定和《著作权法》的有关规定,若发生泄密或侵权行为,一切责任由作者承担。
- 3、稿件必须包括中英文题名、中英文摘要(200字左右)、中英文关键词(5~8个)。
- 4、稿件中的图表必须有中英文对照题名;文中插图应大小适中,图线和数字清晰可辨。
- 5、参考文献按“CAJ-CD 中国学术期刊(光盘版)技术规范”(CAJ-CDB/T1-2005)的要求著录(可参见本刊的参考文献著录格式)。
- 6、量和单位要符合国家标准的规定,术语和符号应符合国家标准和国军标“航空燃气涡轮动力装置术语和符号(GJB2103A-97)”的要求。
- 7、稿件如获得某种研究基金或课题资助,请列出其名称及编号。
- 8、第一作者简介应含:姓名、出生年、性别、民族、籍贯、职称、学位及研究方向;来稿时应提供第一作者的通讯地址、邮编、联系电话和E-mail。
- 9、本刊稿件的审稿周期一般为3个月,3个月后未接到录用通知,作者可自行处理;在此之前,请勿一稿多投,否则一切后果自负。
- 10、本刊不收版面费和审稿费;来稿一经刊登,本刊即付稿酬,并赠送当期样刊。

二、声明

本刊已被《中国核心期刊(遴选)数据库》、《中国期刊全文数据库》、《万方数据库》、《中文科技期刊数据库》、《中文核心期刊网》收录,可通过中国知网、万方数据、维普资讯、SciEngine、中文核心期刊网、博看网查阅。本刊所付稿酬包含文章著作权使用费,及本刊与合作单位录用、上网和光盘服务报酬。如作者不同意文章被本刊合作单位收录,请在投稿时声明。

三、投稿方式

通过网站投送稿件。

投稿网站: www.sciengine.com/GTER/home

地址: 四川省成都市新都区学府路999号

《燃气涡轮试验与研究》编辑部

邮编: 610500

电话: (028)83017527

邮箱: rqwl@cgte.com.cn; rqwlsy@163.com



扫码进入网站

GTER 燃气涡轮试验与研究

双月刊 1988年2月创刊 第37卷第4期 2024年8月

主管单位：中国航空发动机集团有限公司

主办单位：中国航发四川燃气涡轮研究院

主 编：刘志友

编辑出版：《燃气涡轮试验与研究》编辑部
610500 四川省成都市新都区学府路999号

电 话：028-83017527

电子邮箱：rqwlsy@163.com

发 行：《燃气涡轮试验与研究》编辑部

印 刷：四川省胜利印刷实业有限公司

封面设计：顾鹏设计公司

Started in 1988, Vol.37 No.4 Aug. 2024, Bimonthly

Authority: Aero Engine Corporation of China

Sponsor: AECC Sichuan Gas Turbine Establishment

Editor-in-Chief: LIU Zhi-you

Editor and Publisher: Editorial Department of Gas Turbine Experiment and Research

No.999, Xuefu Rd, Xindu D, Chengdu, Sichuan, PRC

Postcode 610500

Tel: 028-83017527

E-mail: rqwlsy@163.com

Distributor: Editorial Department of Gas Turbine Experiment and Research

Printer: Sichuan Shengli Publishing Ltd.

Designer: Gupeng.com

刊 号：ISSN 1672-2620
CN 51-1453/V

国内定价：10.00元/期，60.00元/年
国外定价：10.00美元/期，60.00美元/年

国内外公开发行

